

Arbeitsspielaufgelöste Modellbildung und Hardware-in-the-Loop-Simulation von Pkw-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung

Vom Fachbereich Elektrotechnik und Informationstechnik
der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Sebastian Zahn

geboren am 12. Mai 1976 in Hilden

Referent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Stefan Pischinger

Tag der Einreichung: 10. April 2012
Tag der mündlichen Prüfung: 19. Juli 2012



D 17

Darmstadt 2012

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-31658

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/3165/>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de

Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative-Commons-Lizenz:

Namensnennung-NichtKommerziell-KeineBearbeitung 3.0 Deutschland



<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/de/>

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Rolf Isermann am Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik, Forschungsgruppe Regelungstechnik und Prozessautomatisierung, der Technischen Universität Darmstadt.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Prof. Isermann für die Anregung, Betreuung und stete Förderung dieser Arbeit bedanken. Die von ihm geschaffenen Rahmenbedingungen boten mir große Freiräume und ermöglichten mir eine frühe Übernahme von Verantwortung bei der Bearbeitung meines Forschungsprojekts.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Stefan Pischinger, Leiter des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen, danke ich für das Interesse an meiner Arbeit und für die freundliche Übernahme des Korreferats.

Das dieser Dissertation zu Grunde liegende Forschungsvorhaben wurde durch ein Promotionsstipendium der Technischen Universität Darmstadt ermöglicht. Dafür möchte ich stellvertretend den Präsidenten Prof. Dr.-Ing. Johann-Dietrich Wörner und Prof. Dr. Hans Jürgen Prömel danken.

Ein großer Dank gilt allen Kolleginnen und Kollegen am Institut für Automatisierungstechnik und Mechatronik sowie allen technischen und administrativen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern. Das außerordentlich gute Arbeitsklima und die freundschaftliche Atmosphäre am Institut habe ich als sehr motivierend empfunden. Danken möchte ich im Besonderen den Mitgliedern der Projektgruppe Verbrennungskraftmaschinen. An erster Stelle ist dabei Karl Pfeil zu nennen, der seine Erfahrung und sein Fachwissen immer wieder gerne geteilt hat. Ebenso möchte ich mich bei Martin Kohlhasse für die gute Zusammenarbeit in der Lehre sowie für seine stete Hilfsbereitschaft und seine freundschaftliche Kritik bedanken. Weiterhin gilt mein Dank Matthias Mrosek für zahlreiche gewinnbringende Diskussionen zur Luftpfad- und Turboladermodellierung. Namentlich erwähnen möchte ich ferner Hinrich Kötter, Ralf Zimmerschied und Sebastian Clever, die immer ein offenes Ohr für meine Fragen und Anliegen hatten. Auch meinen ehemaligen Studenten, die durch ihre Projekt-, Studien- und Diplomarbeiten Beiträge zu meinem Forschungsvorhaben leisteten, sei gedankt.

Ein besonderes Dankeschön geht an den guten Geist unseres Instituts, Brigitte Hoppe, die durch ihre fröhliche und unkomplizierte Art wesentlich zur angenehmen Arbeitsatmosphäre beigetragen hat.

Zu guter Letzt danke ich meiner Familie für ihren Rückhalt, ihre Rücksichtnahme und ihre mannigfaltige Unterstützung.

Duisburg, Juli 2012
Sebastian Zahn

Meinem Vater Ing. (grad.) Günther Zahn, † 1997, gewidmet.

Inhaltsverzeichnis

Symbole und Abkürzungen	VIII
Kurzfassung	XV
1 Einleitung	1
1.1 Einführung	1
1.2 Modellbasierte Softwareentwicklung für Motorsteuergeräte	4
1.3 Allgemeine Anforderungen an Motormodelle für die HiL-Simulation	7
1.4 Zielsetzung der Arbeit	14
1.5 Abgrenzung der Arbeit und Eigenleistung	16
1.6 Inhaltliche Gliederung	20
2 Modellbildung des Luft- und Abgaspfades	22
2.1 Grundlagen	22
2.2 Modellierungsansätze	24
2.3 Modellbildung mit konzentrierten Parametern	25
2.3.1 Behälterersatzmodelle	26
2.3.2 Drosselersatzmodelle	30
3 Modellbildung des Abgasturboladers	43
3.1 Grundlagen	43
3.2 Modellierungsansätze	45
3.2.1 Kennfeldansätze	45
3.2.2 Künstliche neuronale Netze	54
3.2.3 Stromfadenmethode	55
3.2.4 Fazit	57
3.3 Verdichtermodell	58
3.3.1 Aufbau und Prozessverhalten des Verdichters	58
3.3.2 Diabater Verdichtungsprozess	59
3.3.3 Verdichterleistung	62
3.3.4 Laufrad-Minderleistung	64
3.3.5 Leitradverluste	67
3.3.6 Verdichteraustrittsenthalpie	71
3.3.7 Verdichtermassenstrom	72
3.4 Turbinenmodell	75
3.4.1 Aufbau und Prozessverhalten der Turbine	75
3.4.2 Diabater Entspannungsprozess	77
3.4.3 Turbinenleistung	78
3.4.4 Variable Turbinengeometrie	80
3.4.5 Leitrad-Minderablenkung	83

3.4.6	Leitradverluste	85
3.4.7	Turbinenaustrittsenthalpie	87
3.4.8	Turbinenmassenstrom	87
3.5	Laufzeugmodell	89
3.6	Reibmodell	90
3.7	Wärmeübergangsmodell	94
3.8	Gesamtmodell	99
4	Modellbildung der Zylindergruppe	102
4.1	Grundlagen	102
4.2	Modellierungsansätze	106
4.3	Grundgleichungen des Einzonenmodells	107
4.4	Ladungswechselmodell	109
4.5	Wärmeübergangsmodell	111
4.5.1	Wärmeübergangsfläche	112
4.5.2	Wärmeübergangskoeffizient	113
4.6	Phänomenologisches Verbrennungsmodell	116
4.6.1	Vorgemischte Verbrennung	116
4.6.2	Diffusionsverbrennung	118
4.6.3	Gesamtbrennverlauf	120
4.6.4	Motorbetriebspunktvariation	122
4.6.5	Zündverzug	122
4.7	Kurbeltriebsmodell	123
5	Modellbildung des Emissionsverhaltens	129
5.1	Grundlagen	129
5.1.1	Stickoxide	129
5.1.2	Partikel	131
5.2	Modellierungsansätze	132
5.3	Lokal-polynomiale Emissionsmodelle	134
6	Bedatung des Motormodells	135
6.1	Modellparameter	135
6.2	Identifikationsprozess	135
6.3	Identifikation des Luft- und Abgaspfadmodells	143
6.4	Identifikation des Turboladermodells	145
6.5	Identifikation des Zylindermodells	149
6.5.1	Druckverlaufsanalyse	149
6.5.2	Parameterschätzung für das Zylindermodell	155
7	Modellvalidierung anhand von Prüfstandsmessdaten	158
8	Echtzeitsimulationssystem	165
8.1	Systemarchitektur	165

8.1.1	Echtzeitrechnersystem	165
8.1.2	Echt- und Ersatzlasten	169
8.1.3	Motorsteuergerät	171
8.2	Softwareumgebung	171
8.2.1	Modellimplementierung	171
8.2.2	Experimentsteuerung	173
8.2.3	Steuergeräteapplikation und Rapid Prototyping	174
8.3	Simulationsbeispiel	175
9	Zusammenfassung	177
A	Stoffgrößen	180
A.1	Verbrennungsgas	180
A.2	Motoröl	180
A.3	Kühlwasser	181
B	Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten	182
B.1	Wärmeübergang zwischen Gas und Wand	182
B.2	Wärmeübergang zwischen Wand und Kühlfluid	184
B.3	Wärmeübergang zwischen Wand und Umgebung	185
C	Blockschaltbild des Einzonenmodells	187
D	Technische Daten und Instrumentierung des Versuchsmotors	188
E	Technische Daten und Instrumentierung des Versuchsladers	190
F	Motorprüfstand des IAT	192
G	HiL-Simulator	195
H	Software-Dokumentation INDIDAT (Indizierdatenanalyse)	196
I	Software-Dokumentation des Simulationssystems	198
I.1	Entwicklungsumgebung	198
I.2	Experimentsteuerung	200
	Literaturverzeichnis	202

Symbole und Abkürzungen

Formelzeichen

Formelzeichen für Systemtheorie

e		Fehler
G		Übertragungsfunktion
s		Laplacevariable
t	[s]	Zeit
T, τ	[s]	Zeitkonstante
T_0	[s]	Abtastzeit
u		Eingangs-, Stellgröße
y		Ausgangsgröße
p		Anzahl der Modell-/Prozesseingänge
q		Anzahl der Modell-/Prozessausgänge

Formelzeichen für Raum und Zeit

a	[m/s ²]	Beschleunigung
A	[m ²]	Fläche
b	[m]	Breite, Weite
c	[m/s]	Absolutgeschwindigkeit
c_m	[m/s]	Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit
c_u	[m/s]	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit
d	[m]	Durchmesser
D	[m]	charakteristischer Durchmesser
f	[Hz]	Frequenz
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
h	[m]	Höhe
l	[m]	Länge
n	[1/s]	Drehzahl
r	[m]	Radius
s	[m]	Stellweg, Position
u	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
V	[m ³]	Volumen
w	[m/s]	Relativgeschwindigkeit, charakteristische Geschwindigkeit
w_m	[m/s]	Meridiankomponente der Relativgeschwindigkeit
w_u	[m/s]	Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit

α	[rad/s ²]	Winkelbeschleunigung
α	[deg]	Absolutströmungswinkel, Leitschaufelwinkel
β	[deg]	Relativströmungswinkel, Laufschaufelwinkel
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

Formelzeichen für Mechanik

a	[J/kg]	spezifische Arbeit
F	[N]	Kraft
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
J	[kg m ²]	Trägheitsmoment
L	[kg m ² /s]	Drehimpuls
M	[Nm]	Drehmoment
p	[Pa]	Druck
P	[W]	Leistung
W	[J]	Arbeit
η	[1]	Wirkungsgrad
η	[Pa s]	dynamische Viskosität
C_D	[1]	Durchflusszahl
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
Π	[1]	Druckverhältnis
ρ	[kg/m ³]	spezifische Dichte

Formelzeichen für Thermodynamik und Wärmeübertragung

c_p	[J/(kg K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_V	[J/(kg K)]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
E_a	[J/mol]	Aktivierungsenergie
Gr	[1]	Grashof-Zahl
h	[J/kg]	spezifische Enthalpie
H	[J]	Enthalpie
H_u	[J/kg]	unterer Heizwert
k	[W/(m ² K)]	Wärmedurchgangskoeffizient
n	[1]	Polytropenexponent
Nu	[1]	Nußelt-Zahl
Pr	[1]	Prandtl-Zahl
q	[J/kg]	spezifische Wärme
Q	[J]	Wärme
\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
R	[J/(kg K)]	spezifische Gaskonstante
R_m	[J/(mol K)]	universelle (molare) Gaskonstante

Re	[1]	Reynolds-Zahl
s	[J/(kg K)]	spezifische Entropie
S	[J/K]	Entropie
T	[K]	thermodynamische Temperatur
u	[J/kg]	spezifische innere Energie
U	[J]	innere Energie
x	[1]	Luftmassenanteil
α	[W/(m ² K)]	Wärmeübergangskoeffizient
β	[1/K]	thermischer Ausdehnungskoeffizient
ϵ	[1]	Emissionsgrad
κ	[1]	Isentropenexponent
λ_1	[W/(m K)]	Wärmeleitfähigkeit
σ	[W/(m ² K ⁴)]	Stefan-Boltzmann-Konstante
χ	[1]	Aufteilungsfaktor

Motorspezifische Formelzeichen

c_{NO_x}	[ppm]	Stickoxidkonzentration
c_{Op}	[%]	Abgastrübung (Opazität)
Δp_Z	[Pa]	Differenzdruck
$\frac{dp_Z}{d\phi}$	[Pa/°KW]	Zylinderdruckgradient
$\frac{d\Delta p_Z}{d\phi}$	[Pa/°KW]	Differenzdruckgradient
L_{st}	[1]	stöchiometrischer Luftbedarf
m_B	[kg/Hub]	Einspritzmasse pro Hub
p_{me}	[Pa]	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	[Pa]	indizierter Mitteldruck
p_{mR}	[Pa]	Reibmitteldruck
p_{Schlepp}	[Pa]	Zylinderdruck bei ungefeuerten Betrieb
q_B	[mm ³ /Hub]	Einspritzmenge pro Hub
$q_{B,\text{HE}}$	[mm ³ /Hub]	Haupteinspritzmenge pro Hub
$q_{B,\text{VE}}$	[mm ³ /Hub]	Voreinspritzmenge pro Hub
Q_B	[J]	integraler Brennverlauf
V_c	[m ³]	Kompressionsvolumen pro Zylinder
V_h	[m ³]	Hubvolumen pro Zylinder
V_H	[m ³]	Hubvolumen des Motors
α_{ped}	[%]	Fahrpedalwert
λ	[1]	Verbrennungsluftverhältnis
λ_P	[1]	Pleuelstangenverhältnis
ϕ	[°KW]	Kurbelwinkel

$\phi_{p_{Z,max}}$	[°KW]	Kurbelwinkellage des maximalen Zylinderdrucks
$\phi_{Q_{B,5}}$	[°KW]	5%-Umsatzlage (Verbrennungsbeginn)
$\phi_{Q_{B,50}}$	[°KW]	50%-Umsatzlage (Verbrennungsschwerpunktlage)
$\phi_{Q_{B,95}}$	[°KW]	95%-Umsatzlage (Verbrennungsende)
$\phi_{Zü}$	[°KW]	Zündwinkel

Indizes

1	Zustandsgrößen vor Verdichter
2V	Zustandsgrößen nach Verdichter
2LLK	Zustandsgrößen nach Ladeluftkühler
2E	Zustandsgrößen im Einlasssammler
3	Zustandsgrößen vor Turbine (im Abgaskrümmen)
4	Zustandsgrößen nach Turbine
a	außen
ab	abströmend
adi	adiabat
AGR	AGR-System
AGRK	AGR-Kühler
AGRV	AGR-Ventil
AÖ	Auslass öffnet
AS	Auslass schließt
AT	Abgastrakt
ATL	Abgasturbolader
AV	Auslassventil
B	Brennstoff
BB	Brennbeginn
BD	Brenndauer
bez	bezogen
dia	diabat
DK	Drosselklappe
eff	effektiv
EB	Einspritzbeginn
ED	Einspritzdauer
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
EV	Einlassventil
FS	Feuersteg
geo	geometrisch
G	Gas
HE	Haupteinspritzung

HV	Hauptverbrennung
i	innen
K	Kolben, Kühlmittel
KW	Kurbelwelle
L	Luft
LF	Luftfilter
LLK	Ladeluftkühler
mess	gemessen
Mot	Motor
osz	oszillatorisch
P	Pleuelstange
R	Reibung
ref	Referenz
rot	rotatorisch
sim	simuliert
t	total
T	Turbine
T0 ... T5	Zustandsgrößen im Strömungspfad der Turbine
U	Umgebung
V	Verdichter
V0 ... V5	Zustandsgrößen im Strömungspfad des Verdichters
VE	Voreinspritzung
VG	Verbrennungsgas
VTG	variable Turbinengeometrie
VV	Vorverbrennung
W	Wand, Wandung
zu	zuströmend
Z	Zylinder
ZV	Zündverzug

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
AH	Abtasthalteglied
CASEM	Crank Angle Synchronous Engine Model
CFD	Computational Fluid Dynamics
CR	Common-Rail-Einspritzsystem
DRV	Raildruckregelventil
DVA	Druckverlaufsanalyse
ECU	Engine Control Unit
EDC	Electronic Diesel Control
EPW	Elektro-pneumatischer Wandler

ETK	Emulator-Tastkopf
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
HiL	Hardware-in-the-Loop
MiL	Model-in-the-Loop
MNEFZ	Modifizierter Neuer Europäischer Fahrzyklus
MVEM	Mean Value Engine Model
OBD	On-Board-Diagnose
OT	oberer Totpunkt
PRBS	Pseudo-Rausch-Binär-Signal
RCP	Rapid-Control-Prototyping
SiL	Software-in-the-Loop
UT	unterer Totpunkt

Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines dynamischen, arbeitsspielaufgelösten Modells eines CRDI-Pkw-Dieselmotors mit Abgasrückführung, Ladeluftkühlung und Abgasturboaufladung für Hardware-in-the-Loop-Testumgebungen. Im Fokus der Modellanwendung stehen die Entwicklung, der Test und die Vorapplikation zylinderdruckbasierter Motormanagementsysteme. Das entwickelte Echtzeitmotormodell setzt sich aus einem Luft- und Abgaspfadmodell, einem VTG-Turboladermodell, einem Modell der Zylindergruppe sowie einem Emissionsmodell zusammen. Der realisierte Abbildungsumfang ermöglicht die Berechnung sämtlicher für die Sensorsimulation und die Motoroptimierung erforderlichen Prozessgrößen.

Die Darstellung der zylinderinternen Größen basiert auf einer einzonigen Arbeitsprozessrechnung. Der dieselmotorische Verbrennungsprozess wird durch ein nulldimensionales, phänomenologisches Modell beschrieben, das sich in ein Vormischverbrennungsmodell, ein Diffusionsverbrennungsmodell und ein Zündverzugsmodell untergliedert. Die Wandwärmeverluste werden durch einen Ähnlichkeitstheoretischen Ansatz abgeschätzt. Für die Modellierung der Ladungswechselorgane und des Kurbeltriebs kommen physikalisch-basierte Modelle zur Anwendung.

Der Luft- und Abgaspfad wird mittels einer Speicher-Drossel-Struktur nachgebildet (Ansatz konzentrierter Parameter). Der Wärmeaustausch im AGR- und Ladeluftkühler wird durch instationäre Modelle beschrieben. Die Modellierung der Wärmeverluste in den Speicherelementen des Abgassystems beruht ebenfalls auf instationären Ansätzen.

Einen Kernpunkt der Arbeit bildet die Ableitung eines echtzeitfähigen, physikalisch-parametrischen Modells des VTG-Abgasturboladers. Das Modell stellt eine Alternative zu konventionellen Kennfeldansätzen dar und ermöglicht eine realitätsnahe Wiedergabe von Schwachlastbetriebspunkten und stark transienten Motorbetriebsphasen. Grundlage der Modellierung ist die eindimensionale Stromfadentheorie. Das diabate Prozessverhalten des Verdichters und der Turbine wird durch ein dynamisches Wärmeübergangsmodell berücksichtigt. Die Reibverluste in den Lagern des Turboladers werden separat durch ein physikalisches Reibmodell erfasst.

Zur Approximation der Stickoxid- und Partikelemissionen des Motors kommen experimentelle Modelle zur Anwendung. Als Modellstruktur dienen lokal-polynomiale Neuro-Fuzzy-Ansätze.

Für die Parametrierung des Motormodells wird eine durchgängige Bedatungsmethode entwickelt, die von der Prüfstandskonfiguration über die Versuchsplanung und Versuchsdurchführung bis zur Parameteridentifikation und Modellvalidierung reicht. Ein Novum stellt die Identifikation des Turboladers mittels Heiß- und Kaltversuchen am Motorprüfstand dar.

Das Gesamtmodell wird auf einem HiL-Testsystem implementiert und die Lauffähigkeit des Modells im geschlossenen Kreis mit einem realen Motorsteuergerät nachgewiesen. Eine detaillierte Validierung des Simulationsmodells erfolgt anhand von stationären und dynamischen Messdaten vom Motorprüfstand.

1 Einleitung

1.1 Einführung

Seit der Einführung des Dieselmotors in Serien-Pkw im Jahr 1936 [164] ist die Komplexität des Antriebsaggregats drastisch angestiegen. Die Motorenentwicklung wurde und wird dabei sowohl durch die Kundenanforderungen nach Agilität, Komfort, Sicherheit und geringen Verbrauchskosten als auch in besonderem Maße durch die Abgasgesetzgebung getrieben. Bild 1.1 gibt die Entwicklung der europäischen Emissionsgrenzwerte für Stickoxide (NO_x), Kohlenwasserstoffe (HC) sowie Partikel (PM) seit 1992 wieder. Vergleicht man die heute gültige Abgasnorm Euro 5 mit Euro 1, so stellt dies eine Verringerung des Summenwertes ($\text{NO}_x + \text{HC}$) um ca. 76 % und des PM-Grenzwertes um ca. 96 % dar. Vor dem Hintergrund der globalen Klimaerwärmung rückt neben den genannten Luftschadstoffen auch der Kohlendioxid-Ausstoß (CO_2) in den Fokus des Gesetzgebers. Als Beispiele seien die in Deutschland seit dem 1. Juli 2009 geltende CO_2 -bezogene Kraftfahrzeugsteuer sowie die derzeitige Einführung von CO_2 -Obergrenzen für Neuwagen in der Europäischen Union genannt (VG 443/2009). Da der CO_2 -Ausstoß unmittelbar an den Kraftstoffverbrauch gekoppelt ist, entsprechen die genannten Maßnahmen einer Reglementierung des Verbrauchsverhaltens.

Technische Meilensteine bei der Entwicklung verbrauchs- und emissionsarmer Dieselmotoren stellen die Dieseldirekteinspritzung, das Common-Rail-Einspritzsystem, die Abgasturboaufladung mit variabler Turbinengeometrie und die gekühlte Hochdruck-Abgasrückführung dar. Auf Seiten der Abgasnachbehandlung sind die Einführung des Oxidationskatalysators und des Dieselparti-

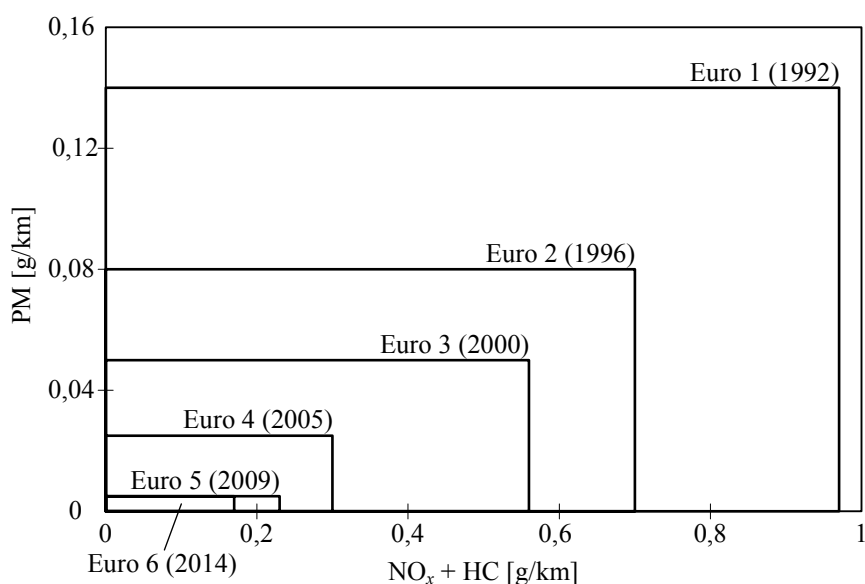


Bild 1.1: Europäische Emissionsgrenzwerte für Diesel-Pkw (Quellen: RL 91/441/EWG, RL 94/12/EWG, RL 98/69/EG, VG (EG) 715/2007)

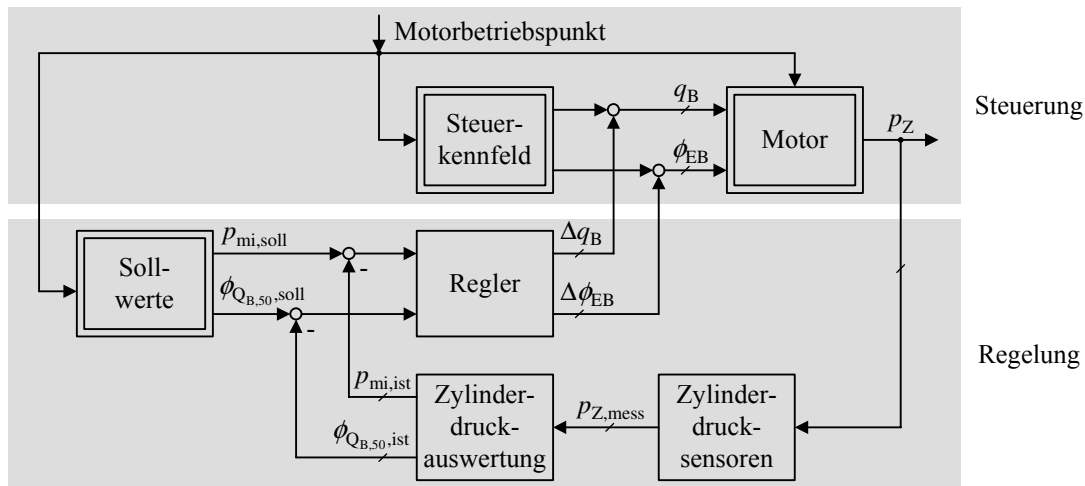


Bild 1.2: Beispiel für eine zylinderdruckbasierte Regulationsstruktur mit Vorsteuerkennfeld. Der indizierte Mitteldruck p_{mi} dient als Regelgröße zur Anpassung der Einspritzmenge q_B . Die Verbrennungsschwerpunktlage $\phi_{Q_{B,50}}$ wird als Regelgröße zur Einstellung des Einspritzwinkels ϕ_{EB} verwendet.

kelfilters zu nennen. Es ist abzusehen, dass der Trend zur Komplexitätssteigerung auch in Zukunft anhalten wird. Insbesondere die mit dem Übergang von Euro 5 zu Euro 6 vorgeschriebene Minderung der NO_x -Emissionen um weitere 56 % stellt die Automobilhersteller vor große Herausforderungen. Dies gilt insbesondere vor dem Hintergrund der hohen Kosten für die NO_x -Abgasnachbehandlung und der Forderung nach einer weiteren Reduzierung des Verbrauchs. Der Zielkonflikt zwischen Emissionen, Verbrauch und Systemkosten kann nur durch die Kombination innermotorischer Maßnahmen, effizienter Abgasnachbehandlung und einer optimierten Steuerungs- und Regulationsstrategie gelöst werden.

Grundprinzip von innermotorischen Maßnahmen ist es, die Vermischung der Reaktionspartner Luft (bzw. Sauerstoff) und Kraftstoff so zu beeinflussen, dass die lokalen Spitzentemperaturen im Brennraum unterhalb der NO_x -Bildungstemperatur bleiben, und zugleich fette Gemischzonen, die zu hohem Partikelaustritt führen, vermieden werden. Da die Partikelgrenzwerte mit dem seit Euro 5 obligatorischen Dieselpartikelfilter in den meisten Fällen eingehalten werden können, steht bei der Systemauslegung die Senkung der NO_x -Rohemissionen im Vordergrund.

Zu den emissionsmindernden Maßnahmen auf der Kraftstoffseite gehören die konstruktive Verbesserung des Einspritzsystems, höhere Einspritzdrücke sowie variable Einspritzmuster mit mehreren Vor- und Nacheinspritzungen. Deutliches NO_x -Minderungspotenzial ergibt sich darüber hinaus durch den Übergang von einer gesteuerten zu einer geregelten Verbrennung (Bild 1.2) [88, 104]. Während bei herkömmlichen Motormanagementsystemen die Einspritzparameter Einspritzbeginn ϕ_{EB} und Einspritzmenge q_B (bzw. Einspritzdauer) Steuerkennfeldern entnommen werden, werden diese bei zukünftigen zylinderdruckbasierten Motormanagementsystemen getrennt voneinander in Abhängigkeit des aktuellen Verbrennungszustandes als Stellgrößen vorgegeben. Der momentane Brennraumzustand wird durch Messung des Zylinderdrucks p_Z erfasst. Als Regelgrößen dienen charakteristische Verbrennungskenngrößen wie z. B. der indizierte Mit-

teldruck p_{mi} , die Verbrennungsschwerpunktlage $\phi_{Q_{B,50}}$ oder der maximale Differenzdruckgradient $(d\Delta p_Z/d\phi)|_{\max}$, welche aus dem Zylinderdruckverlauf berechnet werden. Für die Messung des Zylinderdrucks kommen glühkerzenintegrierte Brennraumdrucksensoren zum Einsatz [29, 31]. Durch die Brennraumdruckregelung können Störeinflüsse auf die Verbrennung und Schadstoffentstehung wie z. B. die Ungleichverteilung der Zylinderladung, die Serienstreuung von Einspritzelementen, Alterungseffekte des Einspritzsystems (Injektor-Verkokung) und variierende Umgebungsbedingungen (z. B. Luftfeuchte) ausgeglichen werden. Zudem ist eine Kompensation unterschiedlicher Kraftstoffqualitäten möglich [177]. Die Verbrennungsregelung stellt eine wichtige Maßnahme dar, um die vom Gesetzgeber geforderte Einhaltung der Abgasgrenzwerte über die gesamte Fahrzeuglebensdauer zu gewährleisten. Eine geregelte Verbrennung ist darüber hinaus eine zwingende Voraussetzung für die Realisierung moderner Brennverfahren wie PCCI (Premixed Charge Compression Ignition) oder HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), die im Niedrig- und Teillastbereich eine weitere Reduktion des NO_x - und PM-Ausstoßes ermöglichen. Erste Dieselaggregate mit brennraumdruckgeführten Motormanagementsystemen sind mittlerweile in Serie oder stehen vor der Serieneinführung [65, 114]. Es ist zu erwarten, dass sich der Marktanteil von Verbrennungsmotoren mit Zylinderdruckindizierung in Zukunft noch deutlich erhöhen wird.

Zu den emissionssenkenden Maßnahmen auf der Gasseite zählen die Erhöhung der Hochdruck-Abgasrückführrate, die Verbesserung der Ladeluft- und AGR-Kühlung sowie die zweistufige Turbo-Aufladung. Daneben bietet auch die Niederdruck-Abgasrückführung zusätzliches NO_x -Minderungspotenzial. Eine weitere Option stellt die Beeinflussung der Zylinderfüllung mittels variabler Ventiltriebe dar. Entsprechende Systeme sind bei Ottomotoren in Serie verfügbar. Ihr Einsatz bei Pkw-Dieselmotoren insbesondere in Kombination mit modernen Brennverfahren wird zur Zeit diskutiert [1, 105, 113, 184, 218].

Neben der Einführung neuer Komponenten und Technologien ist zur Erfüllung zukünftiger Abgasvorschriften eine Optimierung der Betriebsstrategie des Motors erforderlich. Hierbei steht insbesondere die Verbesserung des instationären Betriebsverhaltens im Vordergrund, da nach [61] etwa 60 % der Emissionen eines dynamischen Fahrzyklus während Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen entstehen. Der motorische Arbeitsprozess kann aus regelungstechnischer Sicht weitestgehend als Batchprozess aufgefasst werden. Dynamische Effekte bei der Schadstoffentstehung (und Drehmomenterzeugung) sind in erster Linie auf die Dynamik des Luft- und Abgaspfades zurückzuführen [66, 135, 185]. Maßgeblichen Einfluss haben hier die Trägheit des Abgasturboladers sowie das Luftmassenspeicherverhalten des Ansaugsystems. Um die Emissionsgrenzwerte in einem engen Toleranzbereich darstellen zu können, muss die Systemdynamik in noch größerem Maße als bisher bei der Auslegung und Parametrierung der für die Füllungsteuerung maßgeblichen Regelkreise, der Luftmassenregelung und der Ladedruckregelung, berücksichtigt werden [148]. Dies gilt umso mehr vor dem Hintergrund neuer Verbrennungsverfahren, die einer exakten Zumessung der AGR-Rate bedürfen.

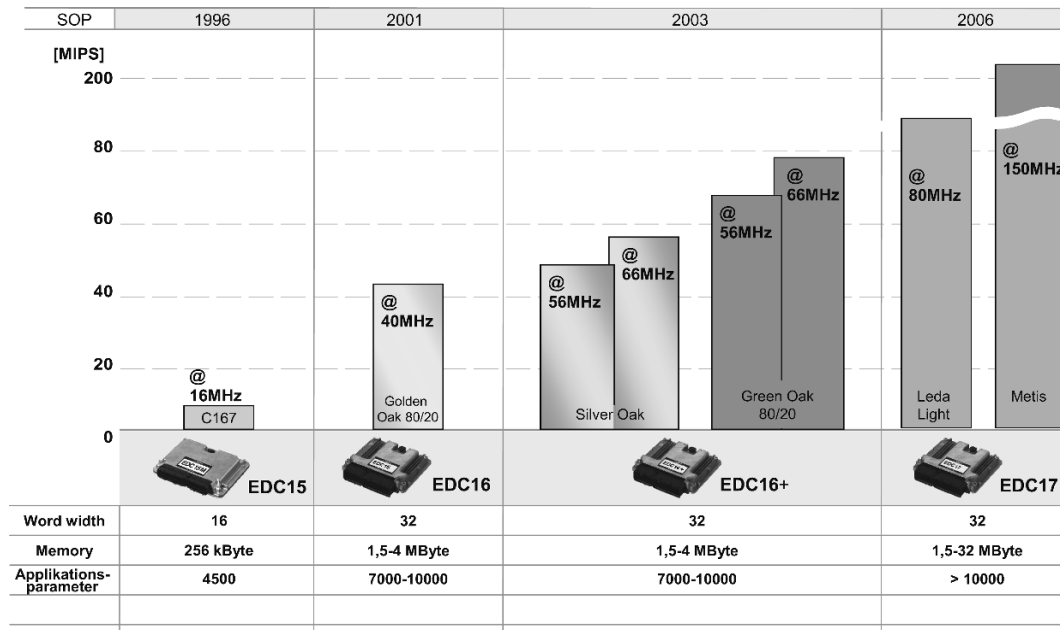


Bild 1.3: Komplexitätswachstum bei Motorsteuergeräten (Quelle: Bosch); EDC: Electronic Diesel Control; MIPS: Million Instructions Per Second

1.2 Modellbasierte Softwareentwicklung für Motorsteuergeräte

Während Verbrennungsmotoren bis in die 1980er-Jahre noch vornehmlich mechanisch gesteuert wurden, sind zur Beherrschung der zahlreichen Freiheitsgrade moderner Antriebsaggregate elektronische Motormanagementsysteme (EMS) erforderlich. Diese koordinieren das Einspritzsystem sowie die Systeme für die Füllungssteuerung und Abgasnachbehandlung in Abhängigkeit des aktuellen Betriebszustandes und der Betriebsart (z. B. Motorwarmlauf, Regenerationsbetrieb etc.). Je nach Systemkonfiguration verarbeitet ein aktuelles Motorsteuergerät (Engine Control Unit, ECU) etwa 15 bis 25 Messgrößen und berechnet ca. 20 bis 30 Aktorstellsignale [82]. Diese Zahlenwerte werden sich durch die Einführung zylinderdruckbasierter Regelungskonzepte und (voll-)variabler Ventiltriebe weiter erhöhen. Der erreichte Komplexitätsgrad moderner Dieselmotorsteuergeräte lässt sich anhand der Entwicklung von Rechenleistung, Speicherkapazität und Parameteranzahl aus Bild 1.3 ablesen. Der Ressourcenbedarf wird dabei insbesondere durch die gesetzlich vorgeschriebene On-Board-Diagnose (OBD) getrieben. Mittlerweile entfallen bis zu 50 % des Softwareumfangs auf Diagnoseroutinen [82, 96].

Mit der Zunahme der Steuerungs-, Regelungs- und Diagnosefunktionen geht ein deutlicher Anstieg des Test- und Applikationssaufwands für Motorsteuergeräte einher. Dieser erhöht sich zusätzlich durch die große Anzahl an Ausstattungs-, Getriebe- und Ländervarianten heutiger Antriebsaggregate [96]. Wie aus Bild 1.3 hervorgeht, sind bei einer aktuellen ECU mehrere MByte Programmcode zu testen und über zehntausend Kennwerte, Kennlinien und Kennfelder zu bedenken. Allein der Applikationsprozess beträgt je nach Antriebskonzept bis zu 27 Monate [214]. Führt man sich vor Augen, dass der Entwicklungszyklus bei Automobilen etwa 36 Monate beträgt [171], ist offensichtlich, dass die früher ausschließlich eingesetzte Entwicklung und Erprobung im Fahr-

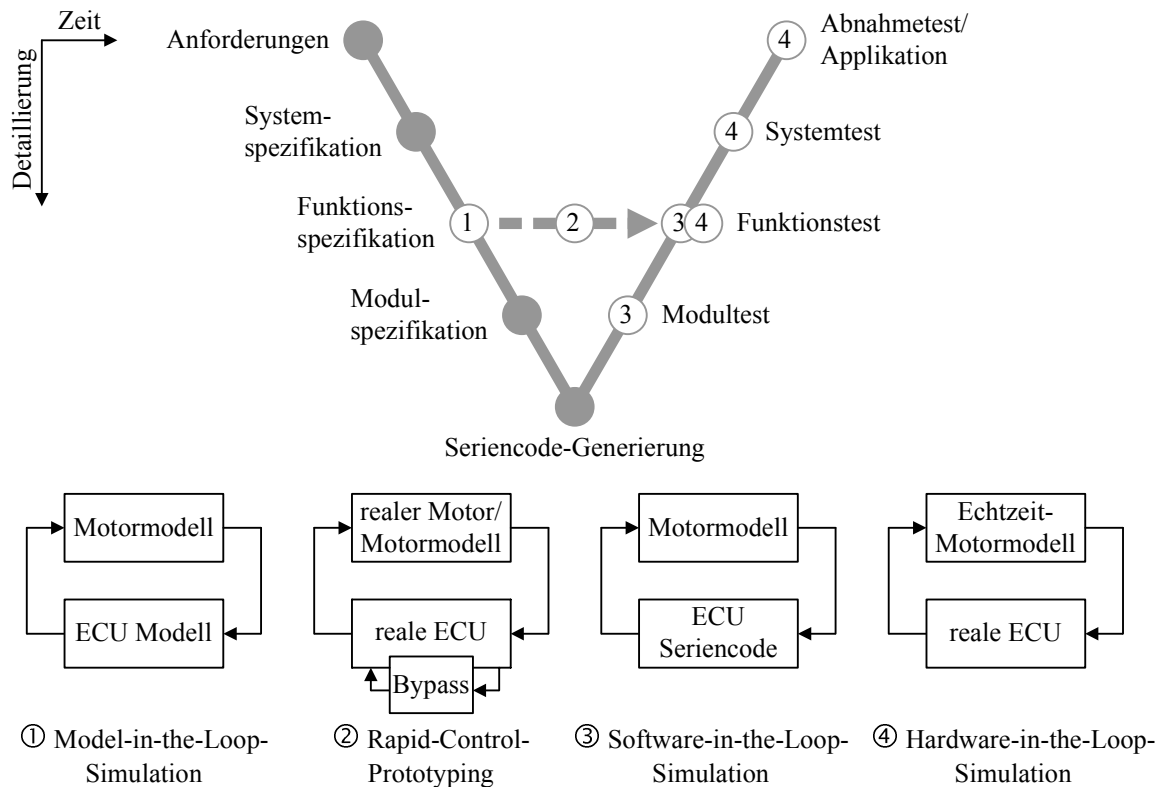


Bild 1.4: V-Modell der Software- und Funktionsentwicklung (modifiziert nach [62])

versuch bzw. am Rollen- oder Motorprüfstand nicht mehr zielführend ist. Zur Effizienzsteigerung der Software- und Funktionsentwicklung haben sich daher in der Automobilindustrie sowie in Forschungsinstituten verschiedene modell- und simulationsbasierte Methoden wie die Model-in-the-Loop-Simulation (MiL-Simulation), die Software-in-the-Loop-Simulation (SiL-Simulation), das Rapid-Control-Prototyping (RCP) sowie die Hardware-in-the-Loop-Simulation (HiL-Simulation) etabliert. Die einzelnen Methoden sind dabei nicht getrennt zu betrachten, sondern ermöglichen in ihrer Kombination eine alle Entwicklungsschritte begleitende Überprüfung des bisher erzielten Reifegrades der Steuergerätesoftware. Bild 1.4 zeigt die Integration der Simulationstechniken in das bekannte V-Modell des Software- und Funktionsentwicklungsprozesses. Im Folgenden sollen die Methoden kurz vorgestellt werden [171, 190, 214].

Die *Model-in-the-Loop-Simulation* unterstützt den Funktionsentwurf und setzt somit bereits in einer frühen Phase der Softwareentwicklung an. Hierbei werden Funktionsspezifikationen, welche in Form ausführbarer Funktionsmodelle (bspw. als Simulink-Blockdiagramm) vorliegen, im geschlossenen Wirkungskreis mit einem Modell des Verbrennungsmotors getestet. Die Simulation erfolgt auf einem einzelnen PC bzw. einer Workstation. Forderungen nach Echtzeitfähigkeit bestehen somit nicht.

Das *Rapid-Control-Prototyping* schlägt die Brücke zwischen Funktionsentwurf und prototypischer Realisierung. Es ermöglicht, die entworfenen Funktionsmodelle im Zusammenspiel mit den Hard- und Softwarekomponenten eines realen Steuergeräts am realen oder simulierten Motor (siehe HiL-Simulation) zu erproben. Dabei werden die neuen Funktionen in C-Code übersetzt, com-

piliert und auf einem Echtzeitrechnersystem (RCP-System) implementiert, während alle anderen Funktionen auf dem Steuergerät gerechnet werden (Funktionsbypass). Beim Steuergerät handelt es sich oftmals um ein Entwicklungssteuergerät, welches den Programm- und Datenstand eines Vorgängerprojekts umfasst. Der Datenaustausch zwischen RCP-System und Steuergerät erfolgt entweder über spezielle Schnittstellenhardware (Emulator-Tastkopf ETK, Plug-on-Device POD), über standardisierte On-Chip-Debug-Schnittstellen (z. B. Nexus oder JTAG Interface), oder herkömmliche Bussysteme wie CAN (Controller Area Network) [56, 171, 214].

Die *Software-in-the-Loop-Simulation* dient dazu, Fehler bei der Übersetzung der Funktionsmodelle vor der Implementierung auf dem Steuergerät aufzudecken. Dazu wird der generierte Serien-code (meist Festkomma-C-Code) im geschlossenen Kreis mit dem bereits in der MiL-Simulation verwendeten Motormodell getestet. Die Simulation wird wiederum auf einem einzelnen PC bzw. einer Workstation ohne Echtzeitanforderungen gerechnet.

Mit Hilfe der *Hardware-in-the-Loop-Simulation* wird schließlich das Zusammenwirken der neuen Softwarefunktionalität mit dem Betriebssystem und den I/O-Treibern eines ECU-Prototyps unter realistischen Bedingungen überprüft. Hierbei ist der Serien-Code der entwickelten Softwarekomponenten in der ECU implementiert. Der reale Motorprozess wird durch ein Echtzeitsimulationsmodell nachgebildet, welches auf einem leistungsfähigen Echtzeitrechnersystem ausgeführt wird. Zur Anbindung des Steuergerätes an das Motormodell ist das Echtzeitsystem mit einer Sensor- und einer Aktorschnittstelle ausgestattet. Über die Aktorschnittstelle werden die von der ECU generierten Stellsignale eingelesen. Mittels des Simulationsmodells wird nachfolgend die Systemreaktion auf die Anregung bestimmt und dem Steuergerät in Form von Sensorsignalen über die Sensorschnittstelle bereitgestellt. Auf diese Weise wird der ECU das Vorhandensein eines realen Verbrennungsmotors vorgetäuscht. Die Belastung der Steuergeräteausgänge erfolgt entweder über echte Aktoren oder deren elektrische Nachbildungen.

Die Vorteile der HiL-Simulation liegen neben der bereits genannten Effizienzsteigerung der Entwicklungsabläufe, in der Einsparung von Prüfstandskosten sowie im besonderem Maße in der Automatisierbarkeit und Reproduzierbarkeit von Tests. Zudem erlaubt die Simulation, kritische Grenz- und Fehlerfälle (z. B. Drehzahl- oder Lastgrenze des Motors) zu überprüfen, die in der Realität zur Gefährdung von Personen und zur Schädigung des Versuchsträgers führen können [190, 214]. Entsprechend Bild 1.4 reicht der Anwendungsbereich von HiL-Testsystemen vom Test einzelner Softwarefunktionen über den Systemtest bis hin zum Abnahmetest. Zudem gewinnt die HiL-basierte Bedatung von Steuergeräten zunehmend an Bedeutung [117, 223]. Eine weitere Einsatzmöglichkeit von HiL-Simulatoren stellt deren Verwendung als virtueller Motorenprüfstand bspw. zur Erprobung neuer Vermessungsstrategien und Diagnosekonzepte dar.

Im Rahmen dieser Arbeit steht die zuletzt genannte Simulationsmethode, die Hardware-in-the-Loop-Simulation, im Vordergrund.

1.3 Allgemeine Anforderungen an Motormodelle für die HiL-Simulation

Die HiL-Simulation stellt hohe Anforderungen an das zugrundeliegende Streckenmodell. Wichtige, teilweise konkurrierende Kriterien sind hierbei der Detaillierungsgrad, die Rechenzeit, die Abbildungsgenauigkeit, der Bedatungsaufwand und die Handhabbarkeit.

1. **Detaillierungsgrad:** Simulationsmodelle für die HiL-Simulation weisen im Vergleich zu anderen regelungstechnischen Motormodellen einen hohen Komplexitätsgrad auf. Während Modelle für die MiL- oder SiL-Simulation zumeist nur einige Komponenten des realen Motors nachbilden, muss ein HiL-Modell alle relevanten Stellsignale der ECU verarbeiten und sämtliche Sensorsignale des Motors bereitstellen. In der Folge ergeben sich komplexe Modelle mit großem Abbildungsumfang und großer Abbildungstiefe. Generell können die heute verwendeten HiL-Modelle nach ihrem Detaillierungsgrad in zwei Klassen unterteilt werden: Mittelwertmodelle und arbeitsspielaufgelöste Modelle.

Mittelwertmodelle (Mean Value Engine Model, MVEM) repräsentieren den Stand der Technik für den Test konventioneller Motormanagementsysteme mit einer kennfeldbasierten Steuerung der Verbrennung. Die Modelle vernachlässigen die zyklische Arbeitsweise der Verbrennungskraftmaschine und bilden die Prozessgrößen (Luftmassenstrom, Ladedruck etc.) über ein Arbeitsspiel gemittelt ab. Eine Ausnahme stellt das Drehmoment dar. Für den Test und die Entwicklung von Steuergerätfunktionen, die das Signal des Motordrehzahlsensors auswerten (z. B. Laufruheregung oder Mengenausgleichsregelung) wird üblicherweise eine Modellerweiterung vorgesehen, die eine qualitative Nachbildung des Drehmomentes über dem Kurbelwinkel erlaubt. In der Regel erfolgt dies über einfache mathematische Formfunktionen [101, 190], welche auf das mittlere Drehmoment aufmoduliert werden. Neben dem stark vereinfachten Modell der Zylindergruppe umfassen Mittelwertansätze mathematische Beschreibungen relevanter Subsysteme wie z. B. des Luft- und Abgaspfads, des Kraftstoffpfads, des Turboladers und des Kurbeltriebs. Die Modellierung erfolgt überwiegend semi-physikalisch mit einem hohen Anteil experimenteller Modellbildung (Black-Box-Modelle).

Arbeitsspielaufgelöste Modelle (Crank Angle Synchronous Engine Model, CASEM) stellen die Voraussetzung für die Entwicklung und den Test zukünftiger Motorsteuergeräte mit zylinderdruckbasierten Funktionen zur Verbrennungsregelung dar. Sie unterscheiden sich von den Mittelwertmodellen zum einen durch eine deutlich umfassendere, physikalische Beschreibung der zylinderinternen Vorgänge einschließlich des Ladungswechsels, zum anderen durch eine wesentlich höhere zeitliche Auflösung. Grundlage der Modelle ist eine schrittweise thermodynamische Kreisprozessrechnung, welche dem Steuergerät innermotorische Größen wie den Zylinderdruck oder die Zylindertemperatur kurbelwinkelsynchron und zylinderindividuell zur Verfügung stellt. Aufgrund der kurbelwinkelaufgelösten Nachbildung der Gasdynamik bieten sich arbeitsspielaufgelöste Modelle zudem für die Entwicklung und Applikation von Motormanagementsystemen mit variablen Ventiltrieben an.

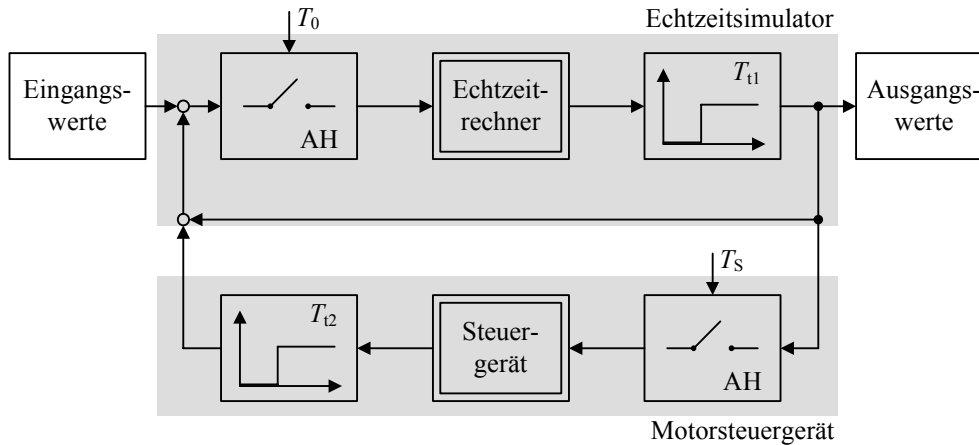


Bild 1.5: Blockschaltbild eines Echtzeitsimulators mit angeschlossenem Steuergerät [224]; T_0 , T_{t1} : Abtastzeit und Rechenzeit des HiL-Simulators; T_S , T_{t2} : Abtastzeit und Rechenzeit des Motorsteuergeräts; AH: Abtasthalteglied

Je nach Anwendungszweck des HiL-Testsystems ergeben sich zusätzliche Modellanforderungen, die über die Generierung konsistenter Sensorsignale (Sensorsimulation) hinausgehen. Soll der HiL-Simulator auch für die Applikation genutzt werden, so setzt dies nicht nur die Nachbildung der Sensorsignale sondern auch die Darstellung der Zielgrößen der Motoroptimierung voraus. Neben dem Drehmoment zählen hierzu üblicherweise der spezifische Verbrauch sowie die Abgasemissionen (Stickoxide NO_x , Partikel PM). Zur Integration von Nebenbedingungen in das Optimierungsproblem sind weitere Prozessgrößen darzustellen, die die Bauteilbelastung (Zylinderspitzendruck, Abgastemperatur) sowie die Geräuschemissionen (Zylinderdruckgradient, Differenzdruckgradient) charakterisieren.

2. **Rechenzeit:** Bei der Offline-Simulation (MiL-, SiL-Simulation) liegen das Steuergerät und der Verbrennungsmotor lediglich als virtuelle Komponenten in einer gemeinsamen Simulationsumgebung vor. Eine Interaktion zwischen virtueller und realer Welt findet nicht statt. Die Zeitbasis des Simulationssystems und die reale Zeit sind voneinander entkoppelt. Die Rechengeschwindigkeit der Simulation spielt nur eine untergeordnete Rolle. Sie ist in erster Linie von den Genauigkeitsanforderungen bestimmt.

Abweichend stellt sich die Situation bei der HiL-Simulation dar. Hier wird das Simulationsmodell des Verbrennungsmotors im geschlossenen Kreis mit dem realen Steuergerät und ggf. mit weiteren Echtteilen betrieben. Folglich muss das zeitliche Verhalten der Simulation auf das dynamische Verhalten des realen Prozesses abgestimmt sein. Die korrekte Funktionsweise des Gesamtsystems ist nur dann gegeben, wenn das Simulationssystem auf Eingaben aus der realen Umwelt (Aktorstellsignale) innerhalb einer vorgegebenen Frist mit Ausgaben (Sensorsignale) reagiert (vgl. [70]). Eine solche Betriebsart des Simulationsrechners wird als Echtzeitbetrieb bezeichnet. In der Literatur wird zwischen harten und weichen Echtzeitbedingungen unterschieden [21, 70, 79]. Man nennt Zeitbedingungen hart, wenn diese unbedingt eingehalten werden müssen. Verspätete Reaktionen gelten als wertlos oder stellen gar eine Gefahr für Menschen oder die reale Umgebung dar. Weiche Zeitbedingun-

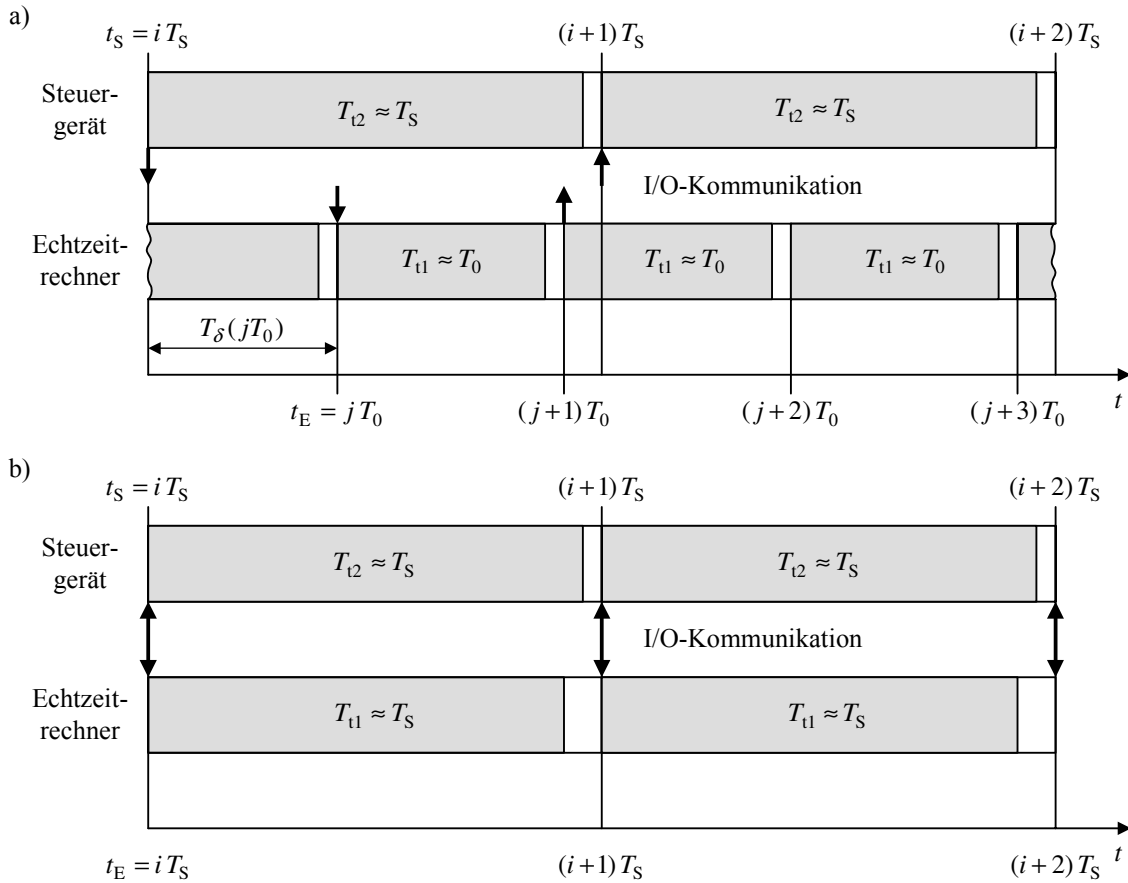


Bild 1.6: Zeitanforderungen an einen Echtzeitsimulator (schematisch) a) asynchrone Abtastung b) synchrone Abtastung (nach [37, 190]); T_0 , T_{t1} : Abtastzeit und Rechenzeit des HiL-Simulators; T_S , T_{t2} : Abtastzeit und Rechenzeit des Motorsteuergeräts

gen liegen vor, wenn es genügt, die Zeitschranken für den überwiegenden Teil der Fälle (statistisch) einzuhalten. An ein HiL-Testsystem werden, wie bei Echtzeitsystemen im technischen Bereich üblich, harte Echtzeitanforderungen gestellt, da bereits das gelegentliche Überschreiten von Zeitschranken die Simulation beeinträchtigen und zu fehlerhaften Testresultaten führen kann.

Im Folgenden soll auf die quantitative Bestimmung der Zeitschranken für HiL-Testsysteme eingegangen werden. Diese werden zum einen vom zeitlichen Verhalten des realen, interaktiven Systems (Steuergerät), zum anderen von den dynamischen Eigenschaften des simulierten Prozesses (Verbrennungsmotor) definiert.

Zeitvorgaben durch das Steuergerät

Bild 1.5 zeigt den schematischen Aufbau eines HiL-Testsystems mit angeschlossenem Steuergerät. Das digitale Simulationssystem kann nach [224] als Abtastsystem [80] aufgefasst werden: Die Stellsignale der ECU werden mit der nicht notwendigerweise konstanten Abtastzeit T_0 abgetastet und digitalisiert. Die digitalisierten Eingangsdaten gelangen zum Echtzeitrechner und werden dort innerhalb der Rechenzeit T_{t1} (mit $0 < T_{t1} \leq T_0$) verarbeitet. Die berechneten Ausgangsdaten werden abschließend in Analogwerte gewandelt und bis

zum nächsten Abtastzeitpunkt mittels eines Halteglieds gehalten. In ganz ähnlicher Weise lässt sich auch das angeschlossene Motorsteuergerät mit der Abtastzeit T_S und der Rechenzeit T_{t2} (mit $0 < T_{t2} \leq T_S$) als Abtastsystem darstellen. Im Schaltbild 1.5 wird die Amplitudenquantisierung vernachlässigt. Berechnung und Speicherung (Halteglied) sind ohne Verlust an Allgemeingültigkeit vertauscht.

Die grundlegende Forderung an das Echtzeitrechnersystem besteht darin, dass es aus den vom Steuergerät zum Zeitpunkt iT_S ausgegebenen Stellgrößen bis zum nächsten Abtastzeitpunkt $(i + 1)T_S$ neue Sensorwerte errechnet. Unter der Annahme, dass die Rechenzeiten von Steuergerät und Echtzeitrechner in etwa ihren Abtastzeiten entsprechen, ergibt sich aus Bild 1.6a:

$$iT_S + T_\delta + T_0 \leq (i + 1)T_S. \quad (1.1)$$

Hierbei entspricht T_δ (mit $0 \leq T_\delta < T_0$) dem Zeitversatz, der sich aus den unterschiedlichen Abtastzeitpunkten der beiden Systeme ergibt (asynchrone Abtastung). Für die maximale Abtastzeit des Echtzeitsimulators folgt aus Gl. (1.1)

$$T_0 \leq \frac{T_S}{2}. \quad (1.2)$$

Hat das Steuergerät variable Abtastzeiten oder verwendet Tasks mit unterschiedlichen Abtastzeiten, so ist Gl. (1.2) für die kleinste auftretende Abtastzeit $T_{S,\min}$ zu erfüllen¹

$$T_{S,\min} = \min [T_S]. \quad (1.3)$$

Besteht die Möglichkeit, die Abtastung von Steuergerät und Simulator zu synchronisieren (synchrone Abtastung), so können die Abtastzeiten gleichgesetzt werden

$$T_0 = T_S, \quad (1.4)$$

wodurch sich eine Halbierung des Rechenaufwandes gegenüber der asynchronen Abtastung ergibt. Von dieser Möglichkeit wird oftmals bei der Ausgabe kurbelwinkelaufgelöster Signale wie des Zylinderdrucks an die ECU Gebrauch gemacht.

Zeitvorgaben durch den simulierten Prozess

Das zeitliche Verhalten des Motorprozesses wird üblicherweise durch ein System gewöhnlicher Differenzialgleichungen beschrieben². Die Zustandsraumdarstellung lautet:

$$\dot{\underline{x}} = \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, t). \quad (1.5)$$

In vielen Fällen ist die Lösung der Zustandsdifferenzialgleichung nicht durch einen geschlossenen Ausdruck darstellbar. Daher kommen numerische Näherungsverfahren zur Anwendung. Bei gegebener Anfangsbedingung $\underline{x}(t_0)$ ergibt sich der Verlauf des Zustandsvektors \underline{x} im Zeitintervall $[t_0, t_E]$ zu

$$\underline{x}(t) = \underline{x}(t_0) + \int_{t_0}^{t_E} \underline{f}(\underline{x}, \underline{u}, \tau) d\tau. \quad (1.6)$$

¹ Alternativ kann die Berechnung auf dem Simulationssystem ebenfalls in unterschiedlichen Tasks ausgeführt werden.

² Es wird von einem System mit konzentrierten Parametern ausgegangen.

Grundprinzip der numerischen Verfahren ist es, das Integrationsintervall $[t_0, t_E]$ in N Zeitschritte mit der Schrittweite T_0 zu zerlegen³ und für jeden Zeitschritt eine approximative Lösung $\hat{x}(t_{k+1})$ gemäß

$$\hat{x}(t_{k+1}) = \hat{x}(t_k) + \Phi(\hat{x}(t_{k+1}), \hat{x}(t_k), \dots, \hat{x}(t_{k-m}), \underline{u}(t_{k+1}), \underline{u}(t_k), \underline{u}(t_{k-m}), T_0) \quad (1.7)$$

mit $k = 0, \dots, N - 1$

zu berechnen. Hier steht Φ für die sogenannte Verfahrensfunktion, die die Rechenvorschrift der jeweils verwendeten Integrationsmethode definiert. Für einen Überblick über gängige Integrationsverfahren sei auf [182, 199] verwiesen. Den einfachsten Fall stellt das explizite Einschrittverfahren (Eulersches Polygonzugverfahren) dar. Die Verfahrensfunktion Φ lautet hier

$$\Phi = T_0 \cdot f(\hat{x}(t_k), \underline{u}(t_k), t_k). \quad (1.8)$$

Durch die Verwendung numerischer Verfahren sind Abweichungen zwischen der approximierten und der exakten Lösung unvermeidlich. Dabei ruft der im Integrationsschritt k entstehende Fehler einen Folgefehler im nachfolgenden Rechenschritt $k + 1$ hervor (Fehlerfortpflanzung). Eine grundsätzliche Anforderung an das Integrationsverfahren besteht darin, dass der über den Simulationszeitraum akkumulierte Fehler beschränkt bleibt. Man spricht in diesem Zusammenhang von numerischer Stabilität. Der Stabilitätsbereich eines gegebenen Integrationsverfahrens ist von der Integrationsschrittweite T_0 und den Eigenwerten λ_i des simulierten Systems abhängig. Für das Euler-Verfahren gilt [85, 182, 199]

$$|1 + T_0 \lambda_i| < 1; \quad i = 1, \dots, n. \quad (1.9)$$

Wird das Systemverhalten durch PT₁-Glieder nachgebildet, so lässt sich aus Gl. (1.9) die Bedingung

$$0 < T_0 < 2T_{\ddot{U},i}; \quad i = 1, \dots, n \quad (1.10)$$

ableiten, wobei $T_{\ddot{U},i}$ für die Zeitkonstanten der einzelnen Übertragungsglieder stehen. Soll ein alternierendes Vorzeichen der approximativen Lösung, d. h. ein oszillierendes Verhalten, vermieden werden, so ist die Bedingung zu

$$0 < T_0 < T_{\ddot{U},i}; \quad i = 1, \dots, n \quad (1.11)$$

zu verschärfen. In der Regel stellt der Motorprozess (und folglich auch das Systemmodell) ein steifes System, d. h. ein System mit stark unterschiedlichen Zeitkonstanten, dar. Für die Wahl der Schrittweite T_0 ist entsprechend Gl. (1.10) bzw. Gl. (1.11) die kleinste Zeitkonstante des Gesamtsystems maßgeblich

$$T_{\ddot{U},\min} = \min[T_{\ddot{U},i}]; \quad i = 1, \dots, n. \quad (1.12)$$

Geht man von asynchroner Datenübertragung zwischen Echtzeitsimulator und Motorsteuergerät aus und fordert eine oszillationsfreie Nachbildung der Prozessgrößen, so lassen sich die Zeitanforderungen an das Simulationssystem durch die Bedingung

$$T_0 < \min[T_{S,\min}/2, T_{\ddot{U},\min}] \quad (1.13)$$

zusammenfassen.

³Vereinfachend wird eine konstante Integrationsschrittweite angenommen.

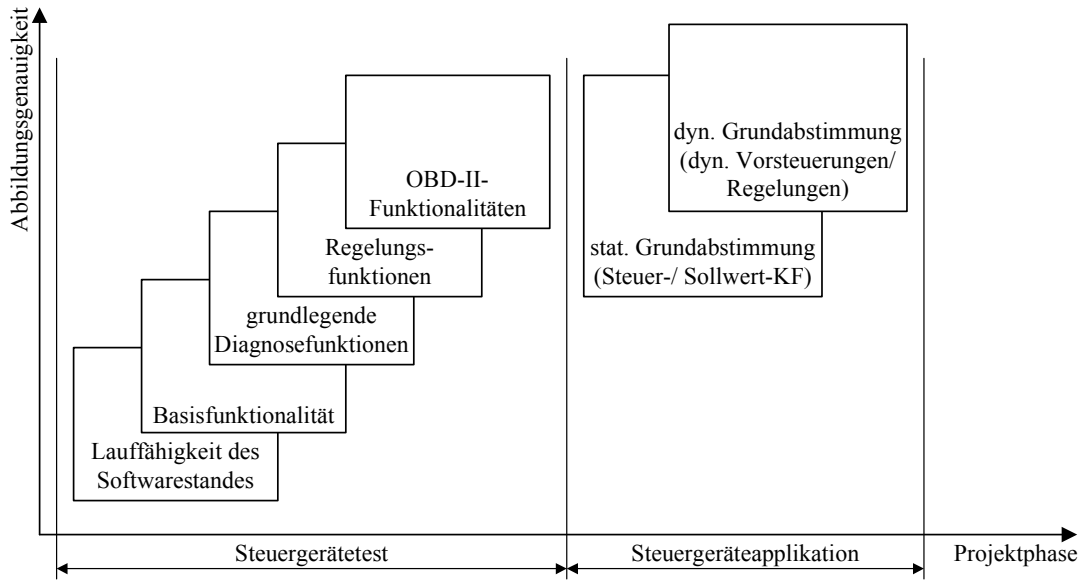


Bild 1.7: Anforderungen an die Abbildungsgenauigkeit von Simulationsmodellen (schematisch)

3. **Abbildungsgenauigkeit:** Die Abbildungsgenauigkeit ist ein inverses Maß für die Abweichung zwischen dem von einem Simulationssystem berechneten und dem experimentell ermittelten Systemverhalten. Sie wird durch den Beobachterfehler (Ausgangsfehler)

$$e(k) = y(k) - \hat{y}(k), \quad (1.14)$$

ausgedrückt, wobei y für den gemessenen Prozessausgang und \hat{y} für den Ausgang des Simulationssystems steht. Der Ausgangsfehler setzt sich dabei aus dem Modellfehler e_M und dem Simulationsfehler e_S zusammen [85]

$$e(k) = e_M(k) + e_S(k). \quad (1.15)$$

Der Modellfehler e_M entsteht durch strukturelle Ungenauigkeiten bei der Modellierung (Modell-Bias) sowie durch Parameterunsicherheiten (Varianz). Der Simulationsfehler e_S ist in der Implementierung des Streckenmodells auf dem Simulationsrechner begründet. Er umfasst im Wesentlichen die bereits unter Punkt 2 aufgeführten Diskretisierungsfehler (Integrationsfehler) sowie die durch die begrenzte Wortbreite von Digitalrechnern entstehenden Rechenfehler. Als Bewertungsgrundlage für die Motorsimulation dienen üblicherweise Motorprüfstandsmessungen sowie Messdaten aus dem Fahrversuch.

Die Vorgabe einer konkreten Fehlerobergrenze für HiL-Simulationen ist i. A. schwierig. Als qualitative Mindestanforderung an das Simulationssystem kann gelten, dass das Steuergerät derart stimuliert wird, dass es im Normalbetrieb keine (wesentliche) Fehlfunktion meldet, und ein Ansprechen von Notlauffunktionen unterbleibt. Darüber hinaus ist die erforderliche Abbildungsgenauigkeit vom konkreten Anwendungszweck des HiL-Testsystems und der jeweiligen Phase des Funktions- und Softwareentwicklungsprozesses abhängig. Bild 1.7 stellt den Zusammenhang basierend auf [117, 214] schematisch dar. Für die Sicherstellung der

Lauffähigkeit eines neuen Softwarestandes oder den Test von Basisfunktionalitäten reicht eine grobe Beschreibung des Motorverhaltens in der Regel aus. Für die Überprüfung von OBD-II-Funktionen sind hingegen bereits Testsysteme notwendig, die sowohl das statische als auch das dynamische Systemverhalten in allen Motorbetriebsarten in guter Näherung abbilden. Die HiL-basierte Applikation bedingt die höchste Abbildungsgenauigkeit, wobei zwischen den Erfordernissen der stationären Basisapplikation und der dynamischen Motoroptimierung unterschieden werden kann.

Die erreichbare Simulationsgüte wird gemäß Gl. (1.15) bei gegebenem Integrationsverfahren und gegebener Rechenschrittweite des Echtzeitsystems von der Abbildungsgenauigkeit des Modells bestimmt. Diese wiederum hängt vom Detaillierungsgrad und der Parametrierung ab. Einer Erhöhung der Modellkomplexität sind durch die Echtzeitanforderungen enge Grenzen gesetzt. Zudem ist sie nur dann sinnvoll (und wirkt nicht kontraproduktiv), wenn zusätzliches Vorwissen in Form von Geometriedaten oder von Komponentenmessdaten (z. B. vom Injektorprüfstand) vorliegt. In der ingenieurwissenschaftlichen Praxis ist die Modellgenauigkeit vor allem von der Modellbedatung und hier speziell von der Qualität der für die Identifikation zur Verfügung stehenden Messdaten abhängig. Dabei spielen die Vermessungsstrategie, die technischen Randbedingungen der Messwertaufnahme (z. B. Messprinzip, Sensorgenauigkeit) und die Messdatenaufbereitung (Ausreißererkennung, Sensordynamikkompensation) eine zentrale Rolle.

4. **Bedatungsaufwand:** Der produktive Einsatz der HiL-Simulation im Entwicklungsprozess von Steuergerätesoftware ist an eine frühe Verfügbarkeit der Streckenmodelle geknüpft. Geht man davon aus, dass Nachbildungen der wesentlichen Baugruppen des Motors in Form einer Modellbibliothek vorliegen und nur geringe Anpassungen der Modelle an eine neue Motorkonfiguration erforderlich sind, so ist die Bereitstellungszeit eines HiL-Systems maßgeblich durch den Bedatungsaufwand des Simulationsmodells bestimmt. Den Idealfall stellen hierbei theoretische Modelle dar, deren Parameter unmittelbar aus technischen Datenblättern, Konstruktionszeichnungen und Stofftabellen ermittelt werden können. Bislang ist es allerdings kaum möglich, den Motorprozess mit ausreichender Genauigkeit und in Echtzeit allein auf Grundlage physikalischer Gesetzmäßigkeiten zu beschreiben. Die Simulationsmodelle weisen einen mehr oder weniger hohen Grad an experimenteller Modellbildung auf. Die Parametrierung stützt sich auf Prüfstandsmessungen. Der Bedatungsaufwand ist folglich zum einen durch den Messumfang zum anderen durch den Aufwand für die Identifikation der Modellparameter definiert. Die Parameteroptimierung stellt insbesondere bei den detaillierten, arbeitsspielaufgelösten Motormodellen (CASEM) eine Herausforderung dar. Nach [101] ist für die Akzeptanz kurbelwinkelsynchroner Modelle ein (teil-)automatisierter Parametrierungsprozess obligatorisch. Der Forderung nach einem geringen Vermessungsumfang für die Modellapplikation steht die steigende Anzahl an Freiheitsgraden bei modernen Antriebsaggregaten entgegen. Diese Problematik muss mit einer geeigneten Vermessungsstrategie gelöst werden, die Daten mit hohem Informationsgehalt in vergleichsweise geringer Messzeit liefert. Darüber hinaus kann durch die Wahl des Modellansatzes der erforderliche Vermessungsaufwand beeinflusst werden. Physikalisch-basierte Modelle, die einen Gesamtprozess mit hoher Eingangsdimensionalität in mehrere Teilprozesse niedriger

Eingangsdimensionalität zerlegen und zudem über eine begrenzte Anzahl zu identifizierender Parameter verfügen, sind in diesem Punkt klassischen Black-Box-Modellen überlegen. Letztere unterliegen dem Fluch der Dimensionalität. Zugleich können sie nur das Prozessverhalten abbilden, welches in den Messdaten enthalten ist [141].

5. **Handhabbarkeit:** Nach [38] scheitert ein vermehrter Einsatz virtueller Entwicklungsumgebungen (wie z. B. der HiL-Simulation) zum einen an der unzureichenden Qualität der Simulationsmodelle, zum anderen an deren unzulänglicher Handhabbarkeit. Hieraus wird der hohe Stellenwert der Handhabungseigenschaften in der industriellen Praxis deutlich. Eine grundsätzliche Anforderung stellt die durchgängige Verwendbarkeit eines Simulationsmodells in unterschiedlichen Entwicklungsumgebungen (MiL, SiL, HiL, RCP) und in verschiedenen Entwicklungs- und Testphasen (Funktionstest, Systemtest, Applikation) dar. Weitere wichtige Kriterien für die effiziente Anwendung eines Modells sind die Erweiterbarkeit und die leichte Anpassung an unterschiedliche Motorkonfigurationen. Eine einfache Übertragbarkeit setzt in der Regel parametrische Modelle voraus. Nicht zuletzt beeinflusst auch die Anwenderfreundlichkeit und der zuvor behandelte Bedatungsaufwand den praktischen Nutzwert eines Simulationsmodells.

1.4 Zielsetzung der Arbeit

Die wesentliche Zielsetzung dieser Arbeit besteht in der Entwicklung eines detaillierten Gesamtmodells eines CRDI-Dieselmotors für HiL-Testumgebungen, welches das stationäre und das dynamische Verhalten des Motors im gesamten Betriebsbereich realitätsnah abbildet. Neben der HiL-Simulation soll das Modell auch die Model-in-the-Loop und die Software-in-the-Loop-Simulation sowie das Rapid-Control-Prototyping am simulierten Prozess unterstützen. Ausgehend von den in Abschnitt 1.3 aufgeführten allgemeinen Anforderungen an Simulationsmodelle für die HiL-Simulation soll das Modell folgende Merkmale aufweisen:

Detaillierungsgrad: Im Fokus der Modellanwendung stehen die Entwicklung, der Test und die Vorapplikation von Motormanagementsystemen mit brennraumdruckbasierten Regelungsfunktionen. Entsprechend soll ein arbeitsspielaufgelöstes Motormodell auf Grundlage der Kreisprozessrechnung erstellt werden. Für den Entwurf zylinderindividueller Regelungs- und Diagnosefunktionen ist jeder Motorzylinder einzeln darzustellen. Da das Motormodell auch für Applikationsaufgaben genutzt werden soll, ist ein Abbildungsumfang gemäß Bild 1.8 zu realisieren, der neben den Prozessgrößen für die Sensorsimulation auch die Größen für die Motoroptimierung bereitstellt. Für den Test neuer Diagnoseverfahren ist zudem die Darstellung weiterer Größen wie z. B. der Turboladerdrehzahl wünschenswert (siehe [123]).

Rechenzeit: Das Modell muss so ausgelegt werden, dass es auf einem gängigen Simulationssystem (dSPACE-Multiprozessorsystem) in Echtzeit rechenbar ist. Die Zeitschranke für die Berechnung von Größen im Luft- und Abgaspfad bzw. Kraftstoffpfad ist durch die kleinste Abtastschrittweite der Dieselmotorsteuerung von 1 ms und durch die kleinste Modellzeitkonstante von etwa 3 ms

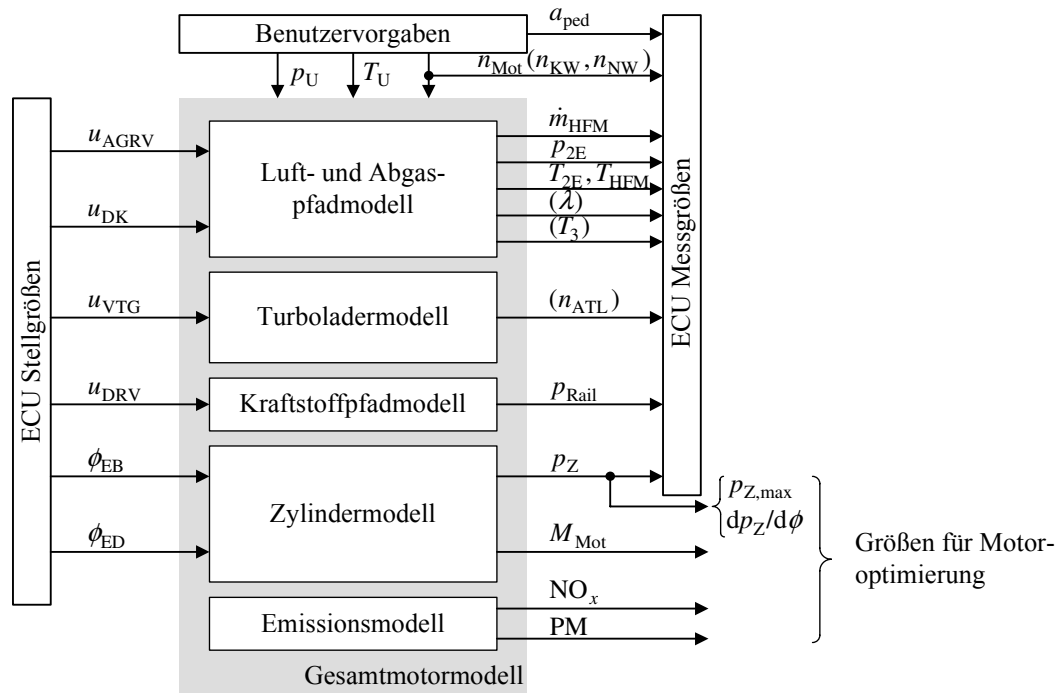


Bild 1.8: Abbildungsumfang des Gesamtmotormodells (schematisch, Modellkopplungen aus Darstellungsgründen vernachlässigt)

definiert⁴. Bei der Darstellung der kurbelwinkelsynchronen Verläufe von Zylinderdruck und Zylindertemperatur wird eine Kurbelwinkelschrittweite von etwa $1^\circ KW$ angestrebt.

Abbildungsgenauigkeit: Aufgrund des geforderten breiten Anwendungsspektrums ist das Modell so zu entwerfen und zu bedaten, dass seine Genauigkeit über die Mindestanforderungen der Sensorsimulation hinausgeht. Wie bereits in Abschnitt 1.3 dargelegt, ist die Vorgabe konkreter Fehlermaße problematisch. Als Richtwert soll ein Simulationsfehler in der Größenordnung der Sensorgenauigkeit gelten. Für die Bewertung des simulierten Brennraumdruckverlaufs sind die aus dem Zylinderdruck abgeleiteten Verbrennungskenngrößen (mittlere indizierter Druck, Verbrennungsschwerpunktlage, etc.) maßgebend.

Bedatungsaufwand: Um den Bedatungsaufwand zu minimieren, ist ein Modellkonzept zu entwerfen, das möglichst weitgehend auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten beruht. Nur an den Stellen, an denen physikalische Zusammenhänge nur mit sehr hohem Rechenaufwand nachgebildet werden können, soll auf experimentelle Ansätze zurückgegriffen werden.

Handhabbarkeit: Die Modellstruktur soll sich an den Baugruppen des Motors orientieren, um eine einfache Erweiterbarkeit und Übertragbarkeit auf unterschiedliche Motorkonzepte zu gewährleisten und die Bedienung und Anwendung des Modells zu erleichtern. Die Handhabung wird zudem durch den vorgenannten physikalisch-parametrischen Modellansatz unterstützt.

⁴Auf die Bestimmung der Systemzeitkonstanten des Luft- und Abgaspfades wird in Abschnit 2.3.1 eingegangen

Als weitere Zielstellung dieser Arbeit soll eine Bedatungsmethode für das entwickelte Motormodell entworfen werden. Mit Hilfe der Methode soll zum einen der Vermessungsaufwand für die Gewinnung der Modellparameter reduziert und gleichzeitig die Abbildungsgenauigkeit des Gesamtmodells erhöht werden.

Abschließend soll das Gesamtmodell auf einem HiL-Simulator implementiert und die korrekte Funktionsweise des Modells im Zusammenspiel mit einem realen Steuergerät im geschlossenen Kreis nachgewiesen werden. Eine darüber hinaus gehende Validierung des Streckenmodells erfolgt mittels Messdaten vom Motorprüfstand.

1.5 Abgrenzung der Arbeit und Eigenleistung

Die Hardware-in-the-Loop-Simulation wird seit Mitte der 1990er-Jahre für die Entwicklung und den Test von Motorsteuergeräten eingesetzt. Entsprechend groß ist die Anzahl der in der Literatur aufgeführten echtzeitfähigen Motormodelle für HiL-Anwendungen. Die sowohl von Forschungsinstituten und Automobilherstellern als auch von kommerziellen Anbietern entwickelten Programmpakete stellen allerdings in der Regel einfache Mittelwertmodelle dar. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Entwicklung arbeitsspielaufgelöster Modelle liegt, sollen Mittelwertansätze hier nicht näher erörtert werden. Für einen Literaturüberblick sei auf [38, 167, 190] verwiesen. Die nachfolgende Zusammenstellung konzentriert sich auf echtzeitfähige, kurbelwinkelaufgelöste Simulationsmodelle auf Grundlage der Kreisprozessrechnung. Auf den Stand der Technik weiterer für diese Arbeit relevanter Themen bzw. Teilaspekte wird in den jeweiligen Kapiteln eingegangen.

In [202] wird ein HiL-Simulationsmodell eines Common-Rail-Dieselmotors auf Grundlage der Kreisprozessrechnung vorgestellt. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf der Nachbildung der Verbrennung. Luftpfad und Turbolader werden nicht modelliert. Ein Triebstrangmodell ist hingegen enthalten. Beim Verbrennungsmodell handelt es sich um ein phänomenologisches Modell mit ein bzw. zwei Zonen, das den Brennverlauf aus dem Einspritzverlauf bestimmt. Grundlage ist ein Verdampfungsmodell nach [39]. Basierend auf dem Zweizonenmodell wird ein Schadstoffmodell zur qualitativen Abschätzung der Kohlenwasserstoff- und Stickoxidemissionen eingeführt. Das Einzonnenmodell ist echtzeitfähig. Hier kann eine Rechenschrittweite von $50\text{ }\mu\text{s}$ erreicht werden, was einer Auflösung von etwa $1\text{ }^{\circ}\text{KW}$ bei einer Motordrehzahl von 3500 1/min entspricht. Das Zweizonenmodell mit Schadstoffberechnung kann lediglich offline gerechnet werden. Die Kalibrierung des Verbrennungsmodells auf Grundlage der Daten einer Zylinderdruckindizierung wird kurz umrissen. Als Weiterentwicklung des Modells kann die Arbeit von [130] aufgefasst werden, deren Kern die Entwicklung von Verbrennungsmodellen für Nacheinspritzungen darstellt. Luftpfad und Turbolader werden auch hier nicht abgebildet.

Das Motormodell ARTEMIS der Fa. Ricardo [78] ist ein kurbelwinkelsynchrones, zylinderindividuelles Modell für den Test brennraumdruckbasierter Regelungen. Im Beitrag wird die Nachbildung eines Ottomotors mit variablem Ventiltrieb beschrieben. Das Simulationspaket umfasst Teilmodelle für die Zylindergruppe, den Luftpfad, den Kraftstoffpfad sowie ein Motorprüfstandsmodell. Der Luftpfad wird nulldimensional durch eine Serie von Rohrabschnitten und volume-

trischen Elementen nachgebildet, wobei das Trägheitsverhalten der Strömung Berücksichtigung findet. Angaben zum Verbrennungsmodell fehlen. Ein Turboladermodell wird nicht erwähnt. Die Rechenschrittweite des Modells beträgt 1°KW . Die Modellbedatung stützt sich entweder auf Messdaten vom Motorprüfstand oder alternativ auf Simulationsdaten eines detaillierten eindimensionalen Motormodells (WAVE).

Eine Weiterentwicklung des ARTEMIS-Pakets stellt die ebenfalls von Ricardo angebotene Simulationsumgebung WAVE-RT dar [5], welche die kurbelwinkel aufgelöste Nachbildung von Otto- und Dieselmotoren ermöglicht. Der Ansatz zur Nachbildung des Luft- und Abgaspfades wurde beibehalten. Turbolader werden durch konventionelle Kennfelder beschrieben, die allerdings zur Vermeidung rechenintensiver Interpolationen durch einfache Polynomfunktionen approximiert werden. Die Brennverlaufsrechnung setzt auf nicht näher spezifizierte Exponentialfunktionen auf. Das Verbrennungsmodell berücksichtigt bis zu sechs Einspritzvorgänge pro Arbeitsspiel und Zylinder. Genaue Angaben zum Rechenaufwand fehlen. Die Lauffähigkeit auf HiL-Simulatoren wird lediglich angestrebt. Die Parametrierung des WAVE-RT Modells entfällt, da es automatisiert aus einem WAVE 1D-Modell generiert wird. Die Bedatungsproblematik wird somit auf das eindimensionale Quellmodell verlagert.

Das Programmpaket en-DYNA THEMOS der Fa. TESIS DYNAware [152, 153] ist für die modellbasierte Entwicklung und Validierung von Steuergerätefunktionen in SiL- und HiL-Umgebungen konzipiert. Es bildet Otto- und Dieselmotoren ab. In den genannten Veröffentlichungen wird die Modellierung eines Turbo-Dieselmotors vorgestellt. Die Simulationsumgebung untergliedert sich in Modelle für die Zylindergruppe, den Luft- und Abgaspfad, den Turbolader, die Abgasnachbehandlung und den Triebstrang. Der Luft- und Abgaspfad wird nulldimensional mittels einer 3-Behälter-Konfiguration (Ansaugleitung, Einlasssammler, Abgaskrümmern) beschrieben. Der Turbolader wird auf Grundlage üblicher Verdichter- und Turbinenkennfelder modelliert. Die Kennfelder werden im Rahmen eines Preprocessings rein mathematisch in den Bereich niedriger Turboladerdrehzahlen extrapoliert. Dem Einzonen-Verbrennungsmodell liegt ein Arrhenius-Ansatz zur Beschreibung der Verbrennungsgeschwindigkeit zugrunde. Der Einfluss von Mehrfacheinspritzungen auf die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung werden berücksichtigt. Mittels einfacher Kennfeldmodelle werden die CO-, NO_x- und Partikel-Emissionen des Motors approximiert. Die Rechenschrittweite des Motormodells ist variabel und wird während der Berechnung über eine Schrittweitensteuerung angepasst. Über ein Parametrierungstool wird versucht, die Bedatungsproblematik bei komplexen Motormodellen zu entschärfen. Das Preprocessing-Werkzeug unterstützt dabei die Auswertung stationärer Motor-Kennfeldmessungen.

In direkter Konkurrenz zu den Produkten von Ricardo und TESIS DYNAware steht das ASM Diesel and Gasoline Engine InCylinder Simulation Package der Fa. dSPACE, welches eine Erweiterung der ebenfalls von dSPACE angebotenen arbeitsspielgemittelten Simulationsumgebung ASM Engine Simulation darstellt [101, 159]. Das Programmpaket ist für die Entwicklung und den Test zukünftiger Motormanagementsysteme auf HiL-Prüfständen ausgelegt. Es umfasst Modelle der Zylindergruppe, des Luft- und Abgaspfades, des Turboladers, des Kraftstoffpfades und des Triebstrangs. Der Luft- und Abgaspfad wird durch einen klassischen nulldimensionalen Ansatz mit zwei Behältermodellen (Einlasssammler, Abgaskrümmern) nachgebildet. Ladeluft- und AGR-

Kühler werden rein stationär über einfache Kühlerwirkungsgradkennfelder beschrieben. Die mathematische Beschreibung des Turboladers basiert auf Herstellerkennfeldern. Die Verbrennung wird durch einen nulldimensionalen, phänomenologischen Ansatz nach [35] nachgebildet. Die Premixed-Verbrennung wird dabei vernachlässigt. Das Modell kann auf einem HiL-Testsystem mit einer Abtastrate von $100\ \mu\text{s}$ in Echtzeit gerechnet werden. Die Modellbedatung erfolgt über einen softwaregestützten und (teil-)automatisierten Parametrierungsprozess [159]. Dieser setzt auf herkömmliche Prüfstandsmessdaten und Zylinderdruckmessungen auf.

Ein weiteres echtzeitfähiges Modell zur Brennraumdruckberechnung in HiL-Umgebungen wird in [154] beschrieben. Im Vordergrund steht dabei die Simulation des Ladungswechsels bei Dieselmotoren mit vollvariablen Ventiltrieben. Das Echtzeitmodell setzt sich aus einem Gasstreckenmodell, einem Brennraummodell und einem einfachen Fahrzeugmodell zusammen. Das Gasstreckenmodell basiert auf einem Mittelwertmodell nach [143]. Dieses bildet den Luft- und Abgaspfad durch eine 4-Behälter-Konfiguration (Ansaugleitung, Einlasssammler, Auslasssammler, Auspuff) nach. Die Modellierung des Turboladers basiert auf konventionellen Verdichter- und Turbinenkennfeldern, welche aus Rechenzeitgründen durch mathematische Näherungsfunktionen approximiert werden. Trotz der kurbelwinkelsynchronen Brennraum- und Ladungswechselsimulation stellen sämtliche Luftpfadgrößen einschließlich des Lade- und Abgasgegendrucks lediglich Mittelwerte über die Dauer eines Zündabstandes ($720^\circ\text{KW}/\text{Zylinderzahl}$) dar. Das Brennraummodell ist ein empirisches Einzonenmodell. Die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung wird durch Superposition von Vibe-Formfunktionen approximiert. Relevante Einflussgrößen wie Lade- oder Raildruck werden nicht berücksichtigt. Die Rechenschrittweite der Brennraumsimulation auf einem HiL-Simulator der Fa. Carts (siehe [224]) beträgt 1°KW . Auf die Modellbedatung wird nicht näher eingegangen.

Die zuvor aufgelisteten Ansätze sind prinzipiell in der Lage, das Systemverhalten eines aufgeladenen Dieselmotors arbeitsspielaufgelöst zu beschreiben. Sie weisen allerdings folgende Schwachstellen auf:

- unzureichende Abbildung der Dynamik des Luft- und Abgaspfades
- stark vereinfachte Nachbildung des Abgasturboladers unter Vernachlässigung maßgeblicher physikalischer Effekte (Wärmeübertragung, Lagerreibung)
- keine Darstellung von Verbrennungskenngrößen im dynamischen Motorbetrieb
- fehlende bzw. unzureichende Bedatungsmethode

Vor dem Hintergrund einer sich stetig verschärfenden Abgasgesetzgebung sind immer komplexere Regelalgorithmen (Ladedruck-, Luftmassen-, Lambdaregelung) notwendig. Die Entwicklung und Parametrierung dieser Regelkonzepte erfordern genaue dynamische Modelle des Luft- und Abgaspfades. Im Gegensatz zu den vorgenannten Ansätzen, deren Schwerpunkt auf der Darstellung der Abläufe im Zylinder liegt⁵, richtet das im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Modell den

⁵Eine Ausnahme stellt das vorgenannte Modellpaket ARTEMIS/ WAVE-RT [5, 78] dar.

Fokus zusätzlich auf die korrekte Nachbildung des dynamischen Verhaltens der Luft- und Abgasführung. Zur verbesserten Beschreibung des Gaspeicherverhaltens des Ein- und Auslasssystems sowie zur Darstellung der zyklischen Druckschwingungen im gesamten Rohrleitungssystem wird anstelle der zumeist verwendeten 2-Behälterkonfiguration (Einlasssammler, Abgaskrümmern) eine Struktur mit einer Vielzahl von Massespeicherelementen eingeführt (siehe Bild 2.2). Die stationäre Beschreibung der Wärmeabgabe im Ladeluft- und AGR-Kühler wird durch dynamische Ansätze ersetzt. Ebenso werden die Wandwärmeverluste in den Rohrleitungen des Abgassystems durch dynamische Wärmeübergangsmodelle beschrieben.

Einen Kernpunkt der vorliegenden Arbeit bildet die Entwicklung eines echtzeitfähigen, fluidmechanischen Modells des Abgasturboladers. Dieses stellt eine Alternative zu den üblicherweise verwendeten Kennfeldansätzen dar. Wie in Kapitel 3 ausführlich dargelegt wird, sind konventionelle Kennfeldansätze nicht geeignet, Motorbetriebspunkte im Leerlauf und im unteren Lastbereich sowie stark transiente Betriebsphasen korrekt wiederzugeben. Darüber sind sie nicht in der Lage, den Wärmefluss von der heißen Turbinen- zur kalten Verdichterseite zu beschreiben und die mechanischen Reibverluste in den Lagerungen des Turboladers korrekt darzustellen. Das entwickelte physikalische Turboladermodell löst die genannten Probleme und unterstützt so eine verbesserte Auslegung der Ladedruck- und Abgasrückführregelung. Zudem liefert es genauere Eingangsgrößen für die Simulation des motorischen Innenprozesses.

Die in den angegebenen Literaturstellen gezeigten Simulationsergebnisse umfassen einen Rechnungs-/ Messungsvergleich des Zylinderdrucks in stationären Betriebspunkten. Für die Entwicklung und Parametrierung von zylinderdruckbasierten Regelungsfunktionen ist allerdings eine korrekte Wiedergabe der relevanten Regelgrößen (mittlerer indizierter Druck p_{mi} , Verbrennungsschwerpunktlage $\phi_{Q_{B,50}}$ etc.) im transienten Motorbetrieb von Bedeutung. Im Rahmen dieser Arbeit wird daher der Verlauf der genannten Größen mit online-berechneten Werten eines Indiziersystems verglichen, und so die Güte des Brennraummodells untersucht.

Der in der Literatur beschriebene, teilweise toolunterstützte Parametrierungsprozess setzt beim Preprocessing, d. h. nach der Messwertaufnahme, an. Hier wird eine durchgängige Bedatungsmethode vorgestellt, die vor der eigentlichen Messung, bei der Prüfstandskonfiguration, beginnt und über die Versuchsplanung und Versuchsdurchführung bis zur Parameteridentifikation und Validierung geht. Nur hierdurch kann die geforderte Modellqualität bei geringem Bedatungsaufwand realisiert werden. Einen besonderen Raum nimmt dabei die Bedatung des diabaten Turboladermodells ein. Es wird ein neuer Vermessungsansatz vorgestellt, der auf der Heiß- und Kaltvermessung des Turboladers am *Motorprüfstand* beruht. Durch die Verwendung von Motorprüfstandsdaten anstelle von Daten vom Turboladerprüfstand kann das reale Verhalten des Abgasturboladers bei Kopplung an einen Verbrennungsmotor korrekt wiedergegeben werden.

Zusammenfassend grenzt sich die vorliegende Arbeit von den bisherigen Veröffentlichungen durch folgende Punkte ab:

- realitätsnahe Darstellung der Dynamik des Luft- und Abgaspfades
- Herleitung eines echtzeitfähigen, fluidmechanischen Modells eines VTG-Abgasturboladers unter Berücksichtigung instationärer Wärmeflüsse und hydrodynamischer Lagerreibung; Identifikation mittels Kalt- und Heißmessungen am Motorprüfstand
- Abbildung von Verbrennungskenngrößen im dynamischen Motorbetrieb
- Entwicklung einer durchgängigen Methode zur Modellbedatung.

1.6 Inhaltliche Gliederung

Im nachfolgenden Kapitel (Kapitel 2) wird auf die Modellierung des Luft- und Abgaspfades eingegangen. Nach einer Beschreibung des Systems und einer Auflistung möglicher Modellierungsansätze wird die Nachbildung der Luft- und Abgasführung mittels des Ansatzes konzentrierter Parameter dargestellt. Wie bereits in der Einleitung beschrieben, steht dabei die Nachbildung des dynamischen Verhaltens im Vordergrund.

Die Modellbildung des Abgasturboladers ist Gegenstand von Kapitel 3. Zunächst werden unterschiedliche Modellansätze vorgestellt und bewertet. Nachfolgend wird ein echtzeitfähiges, physikalisch-parametrisches Turboladermodell auf Basis der eindimensionalen Stromfadentheorie abgeleitet. Das Turboladermodell wird in Modelle des Verdichters, der Turbine und des Laufzeugs sowie in ein Reib- und ein Wärmeübergangsmodell untergliedert.

Kapitel 4 behandelt die mathematische Beschreibung des motorischen Innenprozesses. Die thermodynamische Modellierung erfolgt über ein Einzonenmodell. Der Verbrennungsablauf, bestehend aus einer Vor- und einer Hauptverbrennung, wird durch ein phänomenologisches Verbrennungsmodell beschrieben. Das Kapitel umfasst weiterhin die Modellierung des Ladungswechsels, des Wandwärmeübergangs und des Kurbeltriebs.

In Kapitel 5 werden zunächst die Grundlagen der Schadstoffentstehung im Verbrennungsmotor zusammengestellt. Anschließend werden experimentelle Modelle zur Berechnung der Stickoxid- und Partikelemmissionen erarbeitet.

Auf die Parametrierung des Motormodells wird in Kapitel 6 eingegangen. Es wird eine durchgängige Bedatungsmethode entwickelt, die von der Prüfstandskonfiguration bis hin zur Modellvalidierung reicht.

Die Abbildungsgenauigkeit des Simulationssystems soll in Kapitel 7 durch Vergleich mit Messdaten belegt werden. Als Bewertungsgrundlage dienen stationäre und dynamische Messungen vom Motorprüfstand.

Kapitel 8 präsentiert den Aufbau und die Funktionsweise eines ausgeführten HiL-Testsystems. Es wird auf die Implementierung des entwickelten Motormodells eingegangen. Zudem wird die Experimentierumgebung vorgestellt.

Den Abschluss der Arbeit bildet eine Zusammenfassung der Ergebnisse in Kapitel 9.

2 Modellbildung des Luft- und Abgaspfades

2.1 Grundlagen

Der Luft- und Abgaspfad des Verbrennungsmotors hat die Aufgabe, dem Motor die für den Verbrennungsprozess notwendige Frischluft zuzuführen sowie das entstehende Abgas ins Freie abzuleiten. Die Komponenten des Luftpfades übernehmen zudem die Steuerung der Zylinderfüllung, indem sie die Dichte, die Enthalpie und die Gaszusammensetzung der Ladung sowie die Ladungsbewegung beeinflussen. Zu den weiteren Funktionen des Abgassystems zählen die Abgasnachbehandlung sowie die Dämpfung des Abgasgeräusches. Bild 2.1 zeigt die Konfiguration des Luft- und Abgaspfades eines modernen Pkw-DI-Dieselmotors. Der Motor ist mit einem einstufigen Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG), einem Ladeluftkühler sowie einer externen Abgasrückführung (AGR) ausgestattet.

Auf dem Weg zum Verbrennungsmotor strömt die angesaugte Frischluft zuerst durch den Motoransaugluftfilter, der ein Eindringen von Staub und Partikeln in das Luftsystem verhindert und einer Minderung des Ansauggeräusches dient. Das Filterelement wirkt als Strömungswiderstand und ruft einen geringen Druckabfall hervor. Im nachfolgenden Verdichter, der zusammen mit der abgasseitigen Turbine den Turbolader bildet, wird die Ansaugluft lastabhängig auf einen Maximalwert von typischerweise 2 bis 3 bar komprimiert. Durch die höhere Luftdichte gelangt eine größere Ladungsmasse in die Motorzylinder. Folglich kann eine größere Kraftstoffmenge umgesetzt, und ein höherer effektiver Mitteldruck bei gegebener Motordrehzahl erzielt werden. Positive Nebeneffekte der Turboaufladung sind eine Erhöhung des Wirkungsgrades und eine Reduktion der Abgasemissionen. Nähere Angaben zum Aufbau und zur Funktionsweise des Turboladers sind

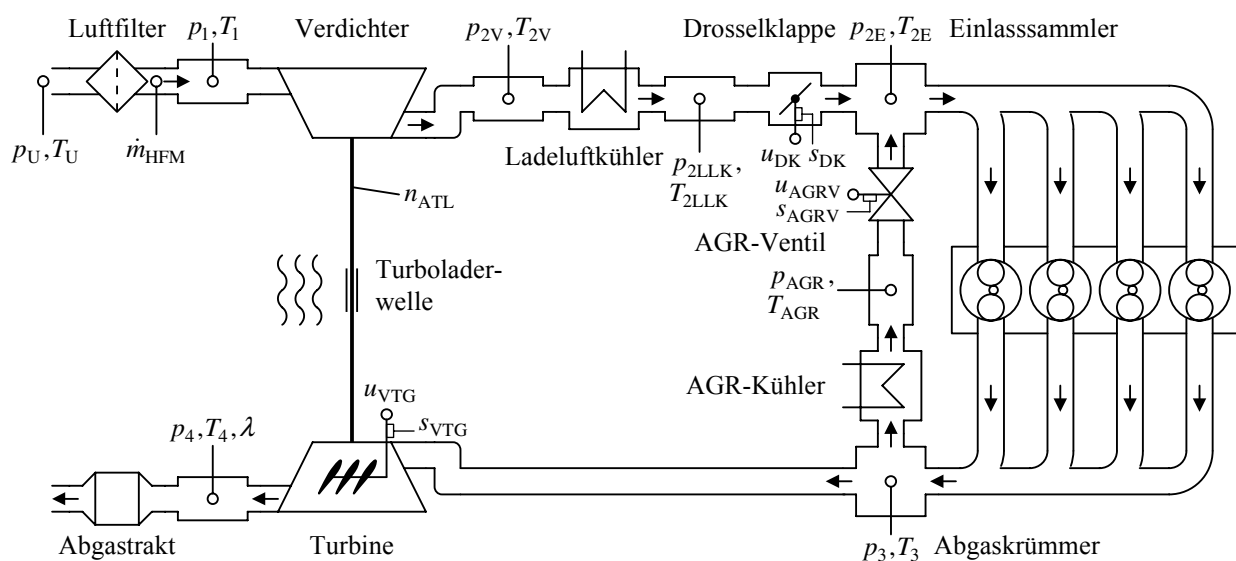


Bild 2.1: Konfiguration des Luft- und Abgaspfades mit Stell- und Messgrößen (Serien- und Prüfstandssensorik)

Kapitel 3 zu entnehmen. Mit dem Druckanstieg der Ladeluft geht eine unerwünschte Erhöhung der Frischlufttemperatur auf Werte bis über 100 °C einher. Der Temperaturanstieg wird durch Rückkühlung der Luft im nachgeschalteten Ladeluftkühler weitgehend kompensiert, wobei nicht nur ein zusätzlicher Dichtegewinn erzielt, sondern auch das Temperaturniveau des Motorkreisprozesses abgesenkt wird. Die verminderten Prozesstemperaturen bewirken eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades des Motors sowie eine leichte Reduktion der Stickoxid-Emissionen (NO_x). Der nachfolgende Einlasssammler nimmt den Frischluftstrom auf, mischt ihm über den AGR-Zweig rückgeführtes Abgas bei und leitet das Gasgemisch den Einlasskanälen der Zylinder zu. Bei einer zunehmenden Anzahl von Pkw-Dieselmotoren ist zwischen dem Ladeluftkühler und dem Einlasssammler eine Drosselklappe angeordnet. Ihre Funktion unterscheidet sich grundsätzlich von der beim Ottomotor. Während sie beim Ottomotor das zentrale Element zur Füllungs- bzw. Laststeuerung darstellt, erfüllt sie beim Dieselmotor nur Nebenaufgaben. Zum einen dämpft sie die beim Ausschalten des Motors auftretenden Vibrationen („Abstellschütteln“). Zum anderen kann über die Drosselklappe das Druckgefälle zwischen Abgas- und Saugseite erhöht, und somit die AGR-Rate gesteigert werden. Bei Dieselmotoren mit Partikelfiltern wird die Drosselklappe zudem zur Erreichung hoher Abgastemperaturen bei der Partikelfilterregeneration verwendet.

Die externe Abgasrückführung stellt eine der wirksamsten Methoden zur Reduktion der Stickoxid-Rohemissionen (NO_x) dar. Dabei wird Abgas aus dem Abgaskrümmern entnommen und über eine AGR-Leitung und ein als Steuerorgan wirkendes AGR-Ventil erneut in die Zylinder eingebracht. Das grundsätzliche Wirkprinzip der Abgasrückführung besteht darin, einen Teil der Frischluftfüllung durch bereits verbranntes, reaktionsträges Abgas zu ersetzen (Ladungsverdünnung durch Inertgas), um so die NO_x -Bildungsreaktionen (Zeldovich-Mechanismus [228], siehe auch Abschnitt 5.1.1) zu bremsen bzw. zu unterbinden. Grundvoraussetzungen für den Start der Kettenreaktionen sind hohe lokale Spitzentemperaturen ($T_{Z, \text{lokal}} > 2000 \text{ K}$ [131, 164]) sowie lokaler Luftüberschuss. Lokaler Luftüberschuss bzw. hohe lokale Sauerstoffkonzentrationen werden durch das Einbringen von Abgas unmittelbar reduziert. Zudem wird durch das verringerte Sauerstoffangebot die Verbrennungsgeschwindigkeit und folglich der Temperaturanstieg im Brennraum begrenzt. Ein weiterer Effekt ist die Absenkung des globalen Temperaturniveaus aufgrund der höheren spezifischen Wärmekapazität des eingebrachten Abgases. Die rückgeführte Abgasmenge wird über das AGR-Ventil eingestellt. Maximale AGR-Raten von 50 bis 60 % [17, 131, 166] bewirken auf der einen Seite eine deutliche Minderung der Stickoxid-Emissionen, führen aber auf der anderen Seite bedingt durch den reduzierten Sauerstoffgehalt und die niedrigen Verbrennungstemperaturen zu einem Anstieg des Partikelaustritts (PM). Dieser PM- NO_x -Zielkonflikt muss durch die Regel- und Steuerstrategie des Motorsteuergerätes arbeitspunktabhängig gelöst werden. Üblicherweise findet die Abgasrückführung bei Pkw nur im Teillastbereich statt. Bei Volllast ist das AGR-Ventil geschlossen. Die emissionsmindernde Wirkung der Abgasrückführung kann durch die Kühlung des rückgeführten Abgasstromes in einem flüssigkeitsgekühlten AGR-Kühler weiter verbessert werden. Je nach Auslegung ist eine Halbierung des NO_x -Ausstoßes möglich [166]. In der hier betrachteten Konfiguration ist der Kühler zwischen dem Abgaskrümmern und dem AGR-Ventil angeordnet.

Tabelle 2.1: Modellansätze zur Berechnung des Luft- und Abgaspfades

	0D-Modelle	1D-Modelle	3D-Modelle
Vertreter	quasi-stationäre Methode, Füll- und Entleermethode	Charakteristikenmethode, Differenzenverfahren	CFD-Ansätze
Strömungsvorgänge	(quasi-)stationär	instationär	instationär
Modellkomplexität	gering	hoch	sehr hoch
Rechenzeit	klein	mittel	groß
Echtzeitfähigkeit	ja	nein	nein
Anwendung	Regelungsentwurf, HiL-Simulation, Diagnose, Parameterstudien	Parameterstudien, Motorentwicklung	Motorentwicklung

Nach Ablauf des Verbrennungsvorganges in den Zylindern werden die Verbrennungsgase ausgeschoben und im Auslasskrümmer zusammengeführt. Ein Teil des Abgasmassenstroms gelangt, wie beschrieben, über den AGR-Zweig in den Einlasssammler zurück. Der restliche Abgasstrom expandiert in der Turbine näherungsweise auf Umgebungsdruck, bevor er den Abgastrakt erreicht. Dieser setzt sich in der Minimalkonfiguration aus einem Diesel-Oxidationskatalysator, ein bis drei Schalldämpfern (Vor-, Mittel-, und Nachschalldämpfer) sowie der entsprechenden Verrohrung zusammen. Primäre Funktion des Diesel-Oxidationskatalysators ist die Senkung der Kohlenmonoxid- (CO) und Kohlenwasserstoffemissionen (HC) durch Oxidation von CO und HC zu Kohlendioxid (CO₂) und Wasserdampf (H₂O). Ferner dient er der Verringerung der Partikelmasse (PM). Die Schalldämpfer glätten die durch den periodischen Gasausstoß aus den Zylindern hervorgerufenen Abgasdruckpulsationen und verringern so den Schalldruckpegel bei Austritt des Abgases ins Freie. Sowohl der Katalysator als auch die Schalldämpfer bewirken aufgrund ihres Strömungswiderstandes eine leichte Erhöhung des Abgasgedrucks.

Zur Erreichung der Abgasnormen EURO 5 und EURO 6 sind insbesondere bei Dieselmotoren mittlerer und hoher Leistung zusätzliche Abgasnachbehandlungssysteme erforderlich. Hierzu zählen der Dieselpartikelfilter zur Reduktion des Partikelaustritts sowie der NO_x-Speicherkatalysator bzw. der SCR-Katalysator (selektive katalytische Reduktion) zur weiteren Minimierung der Stickoxidemissionen. Der in dieser Arbeit verwendete Versuchsträger ist mit keinem der zuletzt genannten Systeme ausgestattet.

2.2 Modellierungsansätze

Zur Modellierung der Luft- und Abgasführung stehen verschiedene Modellansätze zur Verfügung, die in Tabelle 2.1 zusammengefasst sind [71, 129, 160]. Für HiL-Anwendungen scheiden ein- bzw. dreidimensionale instationäre Rechenverfahren aufgrund des großen Rechenbedarfs und der fehlenden Echtzeitfähigkeit aus. Als Standard hat sich hier der Ansatz konzentrierter Parameter (Füll- und Entleermethode) durchgesetzt. Dieser beschreibt den Luft- und Abgaspfad als eine alternierende Abfolge von Speicherbausteinen (Einlasssammler, Abgaskrümmer, Luftleitungen)

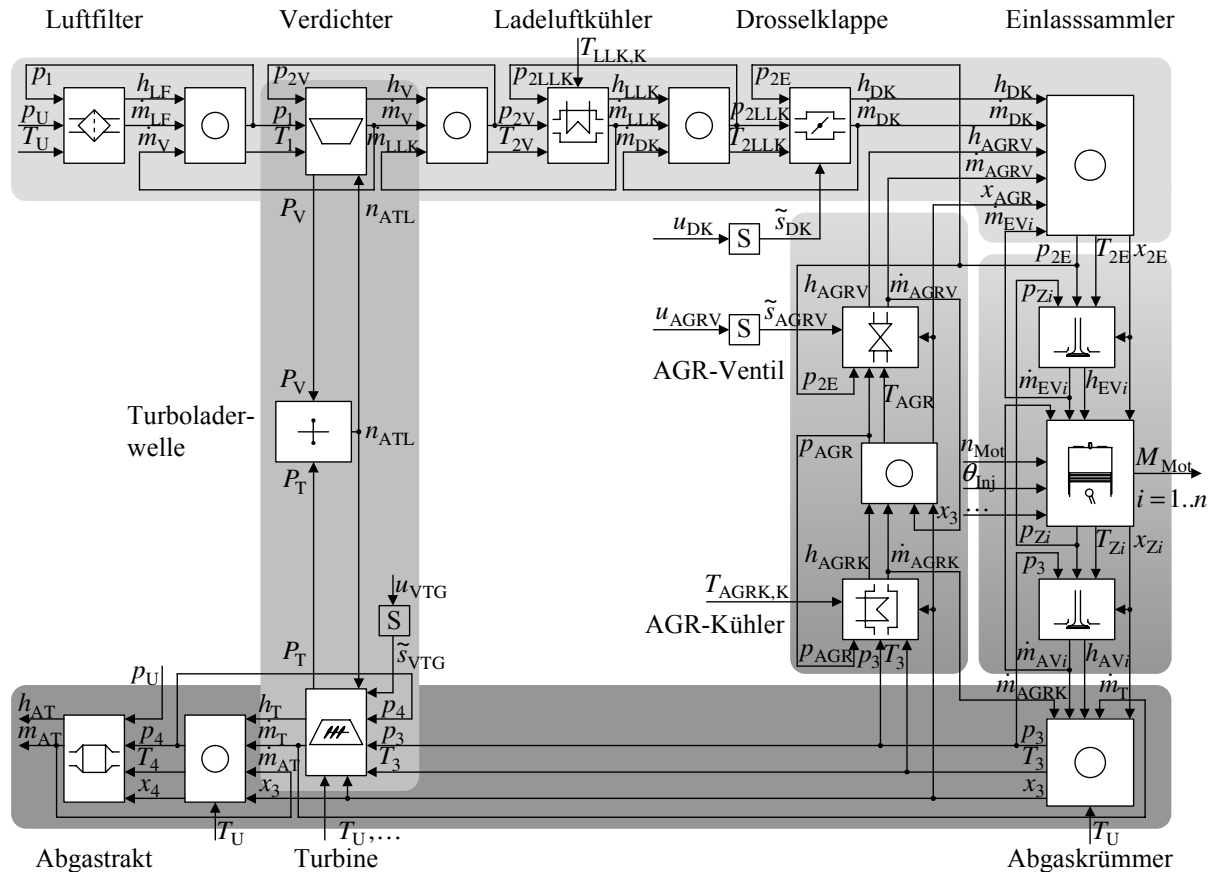


Bild 2.2: Signalflussplan des Luft- und Abgaspfadmodells (Ursache-Wirkungsplan)

und Drosselstellen (Ventile, Filter, ...). Eingangsgrößen der Behälterbausteine sind neben den zu- und abfließenden Massenströmen die spezifische Enthalpie sowie die Gaskonzentration der Zuströme. Ausgangsgrößen sind Behältertemperatur und -druck sowie die behälterinterne Gaskonzentration. In die Drosselersatzmodelle gehen neben der Temperatur des anströmenden Gases die Drücke in den vor und nach der Drossel angeordneten Speicherelementen ein. Zu den Ausgangsgrößen zählen der austretende Massenstrom sowie die spezifische Enthalpie der Gasströmung. Bild 2.2 zeigt den sich ergebenden Signalflussplan der Luft- und Abgasführung. Im Vorgriff auf die Kapitel 3 und 4 sind in der Abbildung bereits das Turboladermodell sowie das Modell der Zylindergruppe eingetragen.

2.3 Modellbildung mit konzentrierten Parametern

Im Folgenden sollen die Grundgleichungen der beiden mathematischen Ersatzmodelle hergeleitet werden. Generell kann bei der mathematischen Beschreibung von Verbrennungsmotoren zwischen zeitsynchronen und kurbelwinkelsynchronen Ansätzen unterschieden werden. Bei zeitsynchronen Ansätzen werden alle Prozessgrößen und deren Ableitungen in Relation zur Basis Zeit betrachtet. Die Modellgleichungen stellen Differenzialgleichungen nach der Zeit t dar. Bei kurbelwinkelsynchronen Modellen hingegen werden sämtliche Größen und deren Ableitungen auf den Kurbelwel-

lenwinkel bezogen. Die Modellgleichungen sind Differenzialgleichungen nach dem Kurbelwinkel ϕ [176]. Die Umrechnung ist durch

$$\phi = \omega_{\text{Mot}} \cdot t, \quad d\phi = \omega_{\text{Mot}} \cdot dt \quad (2.1)$$

gegeben, wobei ω_{Mot} für die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle steht. In der Literatur sind beide Ansätze verbreitet. Für die Wahl des Kurbelwinkels als unabhängige Variable spricht, dass innermotorische Prozesse wie der Gaswechsel, die Einspritzung oder die Drehmomenterzeugung synchron zur Kurbelwellenstellung ablaufen. Zudem ist die Mehrzahl der empirischen und phänomenologischen Ansätze für die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung als Funktion des Kurbelwinkels gegeben (siehe z. B. [158]). Durch Bezug auf den Kurbelwellenwinkel entfällt (im Idealfall) die Abhängigkeit von der Motordrehzahl. Die Anzahl der Modelleingänge und der Rechenaufwand werden verringert. Ein weiterer Vorteil der kurbelwinkelbasierten Berechnung besteht in der vereinfachten Steuerung von Modellschaltungen synchron zu den Arbeitstakten des Motors (z. B. separate Berechnung der Hoch- und Niederdruckschleife). Darüber hinaus wird die Parallelisierung der Echtzeitsimulation erleichtert [190].

Als Argument gegen die Verwendung des Kurbelwinkels kann angeführt werden, dass Echtzeitrechnersysteme zeitbasiert arbeiten, und eine feste Kurbelwinkelschrittweite $\Delta\phi$ bei niedrigen Motordrehzahlen gemäß

$$T_0 = \frac{\Delta\phi}{\omega_{\text{Mot}}} \quad (2.2)$$

einer großen Abtastzeit T_0 entspricht (Bsp.: $\Delta\phi = 3^\circ\text{KW}$, $n_{\text{Mot}} = 800 \text{ 1/min}$ ergibt $T_0 = 0,63 \text{ ms}$). Hieraus ergeben sich zwei Konsequenzen: Zum einen wird die Rechenleistung des Echtzeitrechnersystems im Bereich niedriger und mittlerer Motordrehzahlen nicht ausgeschöpft. Die Möglichkeit einer höheren Rechenaufösung und einer höheren Abbildungsgenauigkeit wird somit verschenkt. Zum anderen kann es zu numerischen Instabilitäten bei der Berechnung kommen, wenn die Abtastzeit T_0 bei kleinen Drehzahlen die Größenordnung der Modellzeitkonstanten $T_{\ddot{u},i}$ erreicht, d. h. die Ungleichung (1.11)

$$0 < T_0 < T_{\ddot{u},i}; \quad i = 1, \dots, n$$

nicht mehr erfüllt ist. Den Extremfall stellt in diesem Zusammenhang der Motorstart oder -stopp mit $n_{\text{Mot}} = 0 \text{ 1/min}$ und $T_0 \rightarrow \infty$ dar, der mit einem kurbelwinkelsynchronen Modell nicht simulierbar ist [101].

Aus den vorgenannten Gründen und aus Gründen der Kompatibilität zu konventionellen Mittelwertmodellen sowie weiteren zeitsynchronen Modellen (Fahrzeugmodell, Fahrermodell, ...) wird in dieser Arbeit der zeitbasierten Berechnung der Vorzug gegeben.

2.3.1 Behälterersatzmodelle

Die Speicherelemente im Luft- und Abgaspfad wie z. B. verschiedene Teilstücke der Luft- und Abgasleitung können im allgemeinen Fall als instationäres offenes thermodynamisches System mit

p Massen- und Enthalpiezuflüssen und q Massen- und Enthalpieabflüssen betrachtet werden. Da von einem System mit konzentrierten Parametern ausgegangen wird, stellen die Zustandsgrößen im betrachteten Volumen örtliche Mittelwerte dar (homogene Verteilung). Das Arbeitsgas wird als Mischung idealer Gase mit den Komponenten Luft und verbrannter Kraftstoff behandelt. Unverbrannter flüssiger oder dampfförmiger Kraftstoff wird nicht berücksichtigt. Die Massenbilanz des Behälters ist gegeben durch

$$\frac{dm_{\text{Beh}}}{dt} = \sum_{i=1}^p \dot{m}_{\text{zu},i} - \sum_{j=1}^q \dot{m}_{\text{ab},j}. \quad (2.3)$$

Aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik folgt unter Vernachlässigung der potenziellen und der kinetischen Energie der Gasströme

$$\frac{dU_{\text{Beh}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{GW}} + \sum_{i=1}^p h_{\text{zu},i} \dot{m}_{\text{zu},i} - \sum_{j=1}^q h_{\text{ab}} \dot{m}_{\text{ab},j}. \quad (2.4)$$

Die Änderung der inneren Energie U_{Beh} setzt sich demnach aus der Summe der zufließenden Enthalpieströme, der Summe der abfließenden Enthalpieströme und dem Wandwärmestrom \dot{Q}_{GW} zusammen. In dieser Arbeit soll als Vorzeichenkonvention gelten, dass dem System zugeführte Energieströme positiv, vom System abgeführte Energieströme negativ gerechnet werden. Beim Massetransport hingegen werden, wie in der Literatur üblich [195], sowohl dem Bilanzraum zugeführte als auch aus dem Bilanzraum abgeführte Transportströme als positiv betrachtet ($\dot{m}_{\text{zu},i} \geq 0$, $\dot{m}_{\text{ab},j} \geq 0$.)

Für die Ableitung der inneren Energie ergibt sich nach der Produktregel

$$\frac{dU_{\text{Beh}}}{dt} = \frac{d}{dt} (m_{\text{Beh}} u_{\text{Beh}}) = m_{\text{Beh}} \frac{du_{\text{Beh}}}{dt} + u_{\text{Beh}} \frac{dm_{\text{Beh}}}{dt}, \quad (2.5)$$

wobei u_{Beh} die spezifische innere Energie des Arbeitsgases bezeichnet. Sie ist eine Funktion der Temperatur, des Druckes sowie der Gaszusammensetzung. Für Temperaturen kleiner 1800 K kann die Druckabhängigkeit vernachlässigt werden (vgl. [158]), so dass gilt:

$$u_{\text{Beh}} = u_{\text{Beh}}(T_{\text{Beh}}, \lambda_{\text{Beh}}) \quad (2.6)$$

$$\frac{du_{\text{Beh}}}{dt} = \left. \frac{\partial u_{\text{Beh}}}{\partial T_{\text{Beh}}} \right|_{\lambda_{\text{Beh}}} \frac{dT_{\text{Beh}}}{dt} + \left. \frac{\partial u_{\text{Beh}}}{\partial \lambda_{\text{Beh}}} \right|_{T_{\text{Beh}}} \frac{d\lambda_{\text{Beh}}}{dt}. \quad (2.7)$$

Die zahlenmäßige Berechnung der spezifischen inneren Energie sowie ihrer partiellen Ableitungen erfolgt über einen Polynomansatz nach Justi [92]. Dieser wird auch zur Bestimmung der spezifischen Enthalpie des abströmenden Gases h_{ab} in Gl. (2.4) gemäß

$$h_{\text{ab}} = h_{\text{Beh}} = u_{\text{Beh}}(T_{\text{Beh}}, \lambda_{\text{Beh}}) + R T_{\text{Beh}} \quad (2.8)$$

herangezogen. Hier steht R für die spezifische Gaskonstante. Diese ist wie die spezifische innere Energie eine Stoffgröße und von Temperatur, Druck und Gaszusammensetzung abhängig. In dem für Verbrennungsmotoren relevanten Betriebsbereich kann R vereinfachend als konstant angenommen werden [158]. Es wird lediglich zwischen dem Wert für Luft R_{L} und dem für Verbrennungsgas R_{VG} unterschieden. Die spezifischen Enthalpien $h_{\text{zu},i}$ mit $i \in [1, \dots, p]$ sind Eingangsgroßen der Behälterersatzmodelle und werden von den Drosselersatzmodellen bereitgestellt.

Als Zustandsgröße zur Charakterisierung der momentanen Gaszusammensetzung im Behälter wird der Luftmassenanteil

$$x_{\text{Beh}} = \frac{m_{\text{Beh,L}}}{m_{\text{Beh}}} \quad (2.9)$$

eingeführt, der als Verhältnis der im Behälter eingeschlossenen Luftmasse $m_{\text{Beh,L}}$ zu der gesamten gespeicherten Gasmasse m_{Beh} definiert ist. Die Zustandsdifferenzialgleichung kann zu

$$\frac{dx_{\text{Beh}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{Beh}}} \left[\sum_{i=1}^p (x_i - x_{\text{Beh}}) \dot{m}_{\text{zu},i} \right] \quad (2.10)$$

bestimmt werden, wobei x_i den Luftmassenanteil der zuströmenden Massenströme bezeichnet. Die Verwendung des Luftmassenanteils x_{Beh} anstelle des momentanen Verbrennungsluftverhältnisses $\lambda_{\text{Beh}} = m_{\text{Beh,L}} / (L_{\text{st}} m_{\text{Beh,B}})$ zur Beschreibung der Gaszusammensetzung bietet numerische Vorteile für den Grenzfall reiner Luft ($\lambda_{\text{Beh}} \rightarrow \infty$). Für die Berechnung der spezifischen inneren Energie nach Justi ist allerdings weiterhin das Verbrennungsluftverhältnis notwendig. Eine Umrechnung erfolgt über die Beziehungen

$$\lambda_{\text{Beh}} = \frac{x_{\text{Beh}}}{L_{\text{st}}(1 - x_{\text{Beh}})} \quad (2.11)$$

$$\frac{d\lambda_{\text{Beh}}}{dt} = \frac{1}{L_{\text{st}}(1 - x_{\text{Beh}})^2} \frac{dx_{\text{Beh}}}{dt}. \quad (2.12)$$

Hier gibt L_{st} den stöchiometrischen Luftbedarf an ($L_{\text{st}} \approx 14,5$ kg Luft/kg Brennstoff).

Die Wandwärmeverluste des Behälters werden durch den Newton'schen Ansatz

$$\dot{Q}_{\text{GW}} = \alpha_{\text{GW}} A_{\text{GW}} \Delta T_{\text{GW}} = \alpha_{\text{GW}} A_{\text{GW}} (T_{\text{W}} - T_{\text{G}}) \quad \text{mit} \quad T_{\text{G}} = T_{\text{Beh}} \quad (2.13)$$

beschrieben. Dabei steht α_{GW} für den gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und A_{GW} für die gaseitige Wärmeaustauschfläche. Als treibende Temperaturdifferenz ΔT_{GW} wird die Differenz zwischen der mittleren Behältertemperatur T_{Beh} und der mittleren Wandtemperatur T_{W} angesetzt. Letztere folgt aus der Energiebilanz der Behälterwandung, welche mit der in dieser Arbeit gewählten Vorzeichenkonvention die Form

$$c_{\text{W}} m_{\text{W}} \frac{dT_{\text{W}}}{dt} = -(\dot{Q}_{\text{GW}} - \dot{Q}_{\text{WU}}) = \alpha_{\text{WU}} A_{\text{WU}} (T_{\text{U}} - T_{\text{W}}) - \alpha_{\text{GW}} A_{\text{GW}} (T_{\text{W}} - T_{\text{Beh}}) \quad (2.14)$$

annimmt. Dabei geben c_{W} die spezifische Wärmekapazität und m_{W} die Masse der Behälterwand an. Der umgebungsseitige Wärmestrom \dot{Q}_{WU} bestimmt sich aus dem umgebungsseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{WU} , der umgebungsseitigen Wärmeaustauschfläche A_{WU} und der Temperaturdifferenz zwischen der ruhenden Umgebungsluft und der Wandung.

Der umgebungsseitige Wärmeübergangskoeffizient α_{WU} berücksichtigt die Wärmeübertragung durch freie Konvektion und durch Strahlung: $\alpha_{\text{WU}} = \alpha_{\text{WU,frK}} + \alpha_{\text{WU,Str}}$. Für den gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{GW} wird eine verallgemeinerte Nußelt-Beziehung für erzwungene Konvektion bei der Strömung durch Rohre angesetzt. Die empirischen Korrelationen zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten α_{GW} und α_{WU} sind dem Anhang B zu entnehmen.

Setzt man die Gln. (2.5) bis (2.7) in Gl. (2.4) ein, so ergibt sich für die zeitliche Ableitung der Behältertemperatur

$$\frac{dT_{\text{Beh}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{Beh}} \left. \frac{\partial u_{\text{Beh}}}{\partial T_{\text{Beh}}} \right|_{\lambda_{\text{Beh}}}} \left(\dot{Q}_{\text{GW}} + \sum_{i=1}^p h_{\text{zu},i} \dot{m}_{\text{zu},i} - \sum_{j=1}^q h_{\text{ab}} \dot{m}_{\text{ab},j} - m_{\text{Beh}} \left. \frac{\partial u_{\text{Beh}}}{\partial \lambda_{\text{Beh}}} \right|_{T_{\text{Beh}}} \frac{d\lambda_{\text{Beh}}}{dt} - u_{\text{Beh}} \frac{dm_{\text{Beh}}}{dt} \right). \quad (2.15)$$

Die Differenzialgleichungen (2.3), (2.10) und (2.15) werden durch numerische Integration gelöst. Der noch zu bestimmende Behälterdruck folgt aus der idealen Gasgleichung zu

$$p_{\text{Beh}} = \frac{R m_{\text{Beh}} T_{\text{Beh}}}{V_{\text{Beh}}}. \quad (2.16)$$

Hierbei bezeichnet V_{Beh} das Behältervolumen.

Die Gln. (2.3) bis (2.16) gelten allgemein für alle Speicherbausteine des Luft- und Abgaspfades. Im Falle der luftführenden Komponenten des Einlasssystems lassen sich die Beziehungen allerdings vereinfachen: Aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus sind Wandwärmeverluste vernachlässigbar ($\dot{Q}_{\text{GW}} = 0$). Zudem können die spezifische innere Energie u_{Beh} sowie die spezifische Enthalpie des abströmenden Gases h_{ab} mittels konstanter spezifischer Wärmekapazitäten ($c_{p,L}$, $c_{v,L}$) abgeschätzt werden: $u_{\text{Beh}} = c_{v,L} T_{\text{Beh}}$, $h_{\text{ab}} = c_{p,L} T_{\text{Beh}}$. Auf der Abgasseite wird zur Verringerung des Rechenaufwandes auf eine separate Quantifizierung des Wärmeübergangs in der AGR-Leitung verzichtet. Die übertragene Wärmemenge wird dem AGR-Kühler zugeschlagen.

Die zuvor beschriebenen Speicherelemente verursachen eine Verzögerung des Luftmassenstroms und beeinflussen so das dynamische Verhalten des Motors. Aus regelungstechnischer Sicht können sie vereinfacht als PT_1 -Glieder mit der Füllzeitkonstanten τ_{Beh} aufgefasst werden. Die Füllzeitkonstante lässt sich aus der Differenzialgleichung für den Behälterdruck

$$\frac{dp_{\text{Beh}}}{dt} = \frac{\kappa R}{V_{\text{Beh}}} \left(\sum_{i=1}^p \dot{m}_{\text{zu},i} T_{\text{zu},i} - \sum_{j=1}^q \dot{m}_{\text{ab},j} T_{\text{Beh}} \right) \quad (2.17)$$

näherungsweise zu

$$\tau_{\text{Beh}} = \frac{\rho_{\text{Beh}} V_{\text{Beh}}}{\kappa \dot{m}} \quad (2.18)$$

bestimmen (vgl. [126]). Die Zeitkonstante ist vom Motorbetriebspunkt abhängig. Es ergeben sich Werte im Bereich einiger bis einiger hundert Millisekunden. Tabelle 2.2 stellt die Füllzeitkonstanten für den verwendeten Versuchsmotor zusammen.

Aus der Tabelle ist ersichtlich, dass die kleinste Füllzeitkonstante $\tau_{\text{Beh,min}} = 3 \text{ ms}$ beträgt. Da die Zeitkonstanten der Kühler (siehe Abschnitt 2.3.2) und die Zeitkonstanten des Turboladers (siehe Kapitel 3) deutlich über diesem Wert liegen, entspricht $\tau_{\text{Beh,min}}$ der kleinsten Systemzeitkonstante $T_{\ddot{U},\text{min}}$ des Luft- und Abgaspfades. Diese bestimmt gemäß Abschnitt 1.3 die Wahl der Rechenschrittweite des Modells.

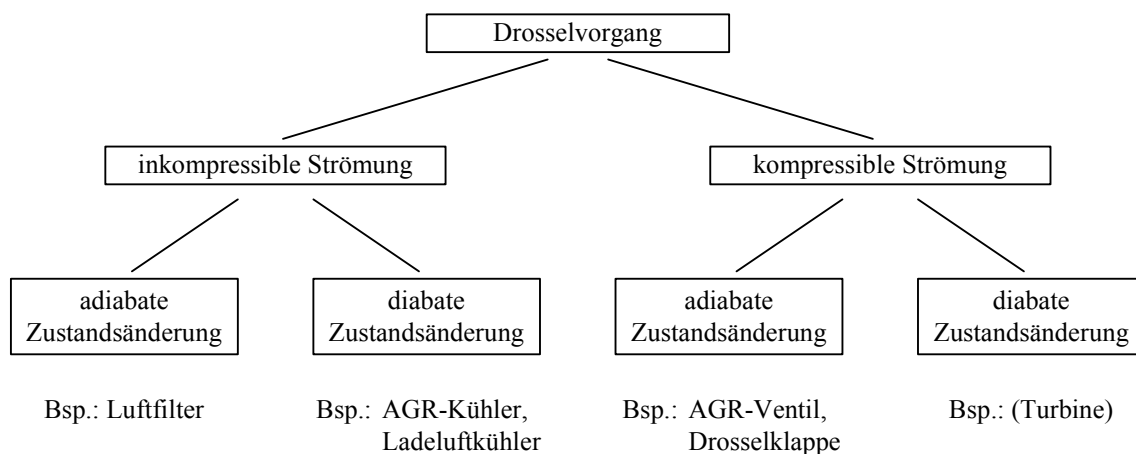
Tabelle 2.2: Behälterzeitkonstanten

Leitungsabschnitt	Leitungsvolumen $V_{\text{Beh}} [\text{cm}^3]$	Massenstrom $\dot{m} [\text{kg/h}]$	Behälterzeitkonstante $\tau_{\text{Beh}} [\text{ms}]$
nach Luftfilter (1) ¹	2100	25 ... 300	18 ... 216
nach Verdichter (2V)	1700	25 ... 300	26 ... 175
nach Ladeluftkühler (2LLK)	3400	25 ... 300	58 ... 350
Einlasssammler (2E)	2000	25 ... 300	36 ... 171
Abgaskrümmern (3)	600	25 ... 300	5 ... 77
AGR-Leitung (AGR)	300	0 ... 100	8 ... ∞
nach Turbine (4)	500	25 ... 300	3 ... 53

¹ Die Werte in Klammern geben die Variablenindizes der Behälterersatzmodelle gemäß Bild 2.2 an.

2.3.2 Drosselersatzmodelle

Das Druckgefälle zweier benachbarter Behälter ruft einen Massenstrom durch die dazwischenliegende Drosselstelle hervor, dessen Betrag vom Strömungswiderstand der Drossel abhängt. Je nach Größe der auftretenden Gasgeschwindigkeiten kann die Strömung dabei als inkompressibel oder kompressibel betrachtet werden. Gemäß [162] gilt eine Strömung mit einer Machzahl $Ma \leq 0,3$ als inkompressibel, bei $Ma > 0,3$ als kompressibel. Ein weiteres Merkmal zur Charakterisierung der Drosselvorgänge stellt der Wärmeaustausch mit der Umgebung dar. Während die Wärmeverluste im Luftfilter oder im AGR-Ventil unberücksichtigt bleiben können, gehört die Wärmeabfuhr im Ladeluftkühler und im AGR-Kühler zur grundlegenden Funktion der Komponenten. Insgesamt lassen sich die vier in Bild 2.3 dargestellten Drosseltypen unterscheiden. Vernachlässigt man den relativ geringen Einfluss des Wärmeaustausches auf das Durchsatzverhalten der Komponenten, so können die vier Drosselvarianten durch jeweils einen von zwei Ansätzen zur Berechnung des Massenstroms und der Enthalpieänderung in der Drossel beschrieben werden. Es sei angemerkt, dass der Fall der diabaten Drosselung eines kompressiblen Fluidstromes lediglich bei der Turbine des Abgasturboladers auftritt. Hierzu sei auf Abschnitt 3.4 verwiesen.

**Bild 2.3:** Klassifikation der Drosselvorgänge im Luft- und Abgaspfad

Massendurchsatz bei inkompressibler Strömung

Aufgrund der niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und des geringen Druckabfalls wird bei Drosselstellen mit konstantem Öffnungsquerschnitt wie dem Luftfilter, dem Ladeluftkühler, dem AGR-Kühler und dem Abgastrakt die Dichteänderung des Fluids vernachlässigt. Der Massenstrom ergibt sich in Analogie zu Ausströmvorgängen aus Mündungen mittels der aus dem ersten Strömungshauptsatz abgeleiteten Aus- oder Durchflussgleichung für reibungsbehaftete inkompressible Strömung zu

$$\dot{m}_{\text{Dr}} = C_D \dot{m}_{\text{Dr,th}} = C_D A_{\text{bez}} \sqrt{\frac{2 p_{\text{zu}}}{R T_{\text{zu}}}} \sqrt{p_{\text{zu}} - p_{\text{ab}}}. \quad (2.19)$$

Hierbei bezeichnet $\dot{m}_{\text{Dr,th}}$ den theoretischen Massenstrom bei verlustfreier Ausströmung und C_D die sogenannte Durchflusszahl. Die Durchflusszahl berücksichtigt Reibungs- und Kontraktionseffekte der Strömung. Sie ist von Geometrieparametern, der Reynoldszahl Re und der Rauigkeit der Kanalwandung abhängig [189]. Im Falle einer gegebenen Drossel mit fester Geometrie wird C_D lediglich von der Reynoldszahl bestimmt. Es hat sich allerdings gezeigt, dass der Einfluss von Re bei den hier betrachteten Drosselstellen vernachlässigt werden kann. Für C_D wird daher ein konstanter Wert angesetzt. Als Bezugsquerschnitt A_{bez} wird üblicherweise die Querschnittsfläche der Austrittsöffnung der Drosselkomponente gewählt. Für die spezifische Gaskonstante R ist der jeweilige Wert für Luft bzw. Verbrennungsgas einzusetzen.

Bild 2.4 zeigt einen Messungs-/Rechnungsvergleich des Massendurchsatzes durch den Luftfilter. Das Bestimmtheitsmaß R^2 liegt bei 0,978¹.

Massendurchsatz bei kompressibler Strömung

In den Drosselstellen mit veränderlichem Querschnitt (AGR-Ventil und Drosselklappe) treten bei kleinen Stellpositionen hohe Gasgeschwindigkeiten bis hin zur Schallgeschwindigkeit auf. Der Massenstrom wird daher über die Aus- oder Durchflussgleichung für reibungsbehaftete kompressible Strömung bestimmt, welche zwischen unterkritischem und überkritischem Druckverhältnissen unterscheidet:

$$\dot{m}_{\text{Dr}} = C_D \dot{m}_{\text{Dr,th}} = C_D A_{\text{geo}}(\tilde{s}_{\text{Dr}}) \frac{p_{\text{zu}}}{\sqrt{R T_{\text{zu}}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\tilde{\Pi} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\tilde{\Pi} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.20)$$

$$\text{mit } \tilde{\Pi} = \min [\max [\Pi, \Pi_{\text{krit}}], 1] = \min \left[\max \left[\frac{p_{\text{ab}}}{p_{\text{zu}}}, \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \right], 1 \right].$$

Dabei steht $\dot{m}_{\text{Dr,th}}$ wieder für den theoretischen Massenstrom bei reibungsfreiem Fluid und C_D für die Durchflusszahl. Mit Π wird das momentan anliegende Druckverhältnis zwischen Aus- und Eintritt bezeichnet. Der Wert Π_{krit} gibt das kritische Druckverhältnis (Laval-Druckverhältnis) an, ab welchem die Strömung Schallgeschwindigkeit erreicht. Der von der normierten Stellposition

¹Die in dieser Arbeit verwendeten Gütemaße werden in Abschnitt 6.2 erläutert.

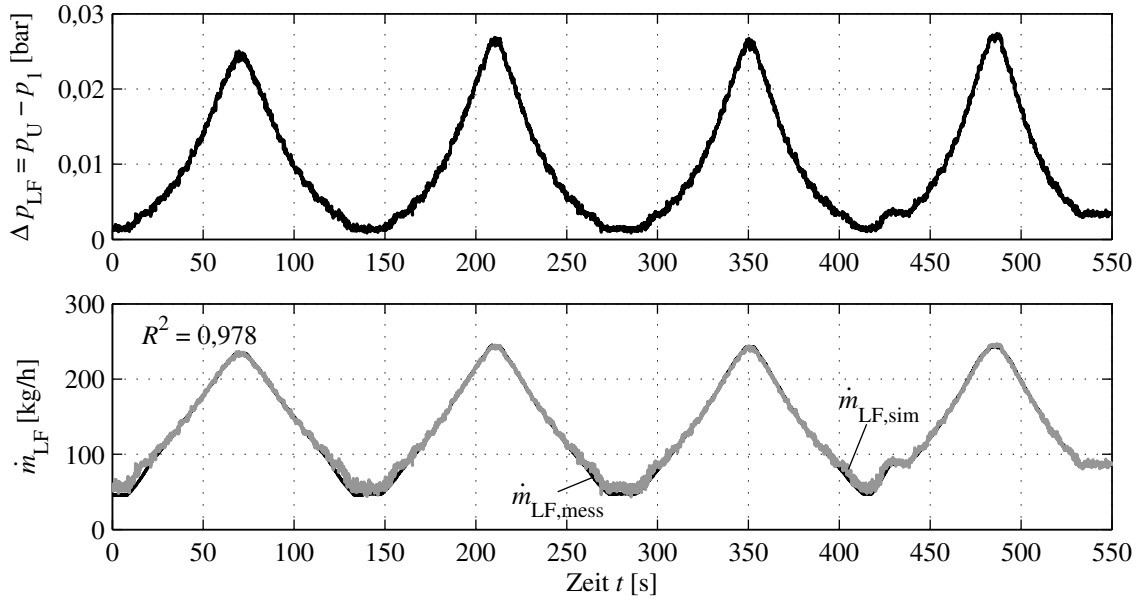


Bild 2.4: Validierung des Luftfiltermodells: Vergleich des gemessenen und des berechneten Massendurchsatzes \dot{m}_{LF} ; variierte Stellgrößen: Fahrpedalstellung α_{ped} , VTG-Position $s_{VTG,soll}$ und Motordrehzahl n_{Mot}

\tilde{s}_{Dr} abhängige geometrische Öffnungsquerschnitt ist durch A_{geo} gegeben. Für die spezifische Gaskonstante R und den Isentropenexponenten κ wird wieder der jeweilige Wert für Luft bzw. Verbrennungsgas verwendet. Die bei realen Drosselstellen auftretende Leckage bei geschlossenem Drosselorgan wird in Gl. (2.20) nicht explizit berücksichtigt.

Im Gegensatz zu den Verhältnissen bei Drosseln mit fester Geometrie, Gl. (2.19), überdeckt die Durchflusszahl C_D in Gl. (2.20) aufgrund des variablen Strömungsquerschnitts und den daraus resultierenden stark veränderlichen Strömungsbedingungen einen weiten Wertebereich und kann folglich nicht als konstant angenommen werden. Für ein gegebenes Stellglied gilt:

$$C_D = C_D(\text{Geo.}, Re). \quad (2.21)$$

Zur Beschreibung der variablen Geometrie wird der Öffnungsgrad σ_{Dr} (Versperrungsziffer) [189] eingeführt, welcher als Verhältnis des geometrischen Öffnungsquerschnitts zu einem Bezugsquerschnitt definiert ist

$$\sigma_{Dr}(\tilde{s}_{Dr}) = \frac{A_{geo}(\tilde{s}_{Dr})}{A_{bez}} \quad \text{mit} \quad 0 \leq \sigma_{Dr} \leq 1. \quad (2.22)$$

Als Bezugsquerschnitt wird beim AGR-Ventil der innere Ventilsitzquerschnitt, bei der Drosselklappe der Kanalquerschnitt gewählt. Vernachlässigt man den Einfluss der Fluidtemperatur auf die Strömungsverluste, so kann anstelle der Reynoldszahl Re (hier bezogen auf die Eintrittsbedingungen)

$$Re = \frac{c_{zu} d_{zu}}{\nu(T_{zu})} = \frac{\dot{m}_{Dr} d_{zu}}{\eta(T_{zu}) A_{zu}} \quad (2.23)$$

unmittelbar der Massenstrom \dot{m}_{Dr} als unabhängige Größe zur Beschreibung der Durchflusszahl herangezogen werden

$$C_D = C_D(\sigma_{Dr}, \dot{m}_{Dr}). \quad (2.24)$$

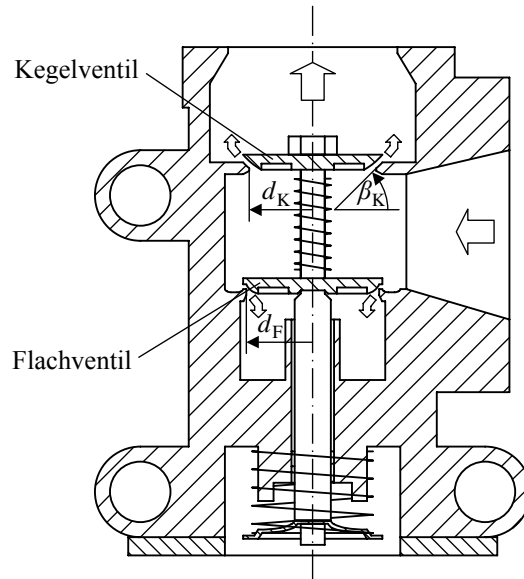


Bild 2.5: Schematischer Aufbau eines AGR-Ventils

Setzt man Gl. (2.24) in Gl. (2.20) ein, so erfordert ein Auflösen der Gleichung nach \dot{m}_{Dr} ein iteratives Vorgehen bzw. die Verwendung eines Gleichungslösers. Dieser Umstand erklärt, warum in der Literatur oftmals Ersatzgrößen als erklärende Variable für die Durchflusszahl genutzt werden. In [138, 181] wird beispielsweise die Motordrehzahl n_{Mot} gewählt, welche dem Luftmassenstrom annähernd proportional ist. Für Mittelwertmodelle kann die Verwendung der Motordrehzahl als gerechtfertigt angesehen werden. Bei arbeitsspielaufgelösten Modellen hingegen unterscheidet sich der kurbelwinkelsynchrone Verlauf des betrachteten Drosselmassenstroms vom dem der Motordrehzahl in Form und Phasenlage. Die Näherung erscheint demnach physikalisch wenig plausibel. In dieser Arbeit wird daher an der physikalisch begründeten Beziehung gemäß Gl. (2.24) festgehalten. Um allerdings ein rechenaufwändiges numerisches Lösungsverfahren zu vermeiden, wird für die Durchflusszahl eine einfache empirische Funktion

$$C_D(\sigma_{Dr}, \dot{m}_{Dr}) = a_D(\dot{m}_{Dr}) + b_D(\dot{m}_{Dr}) \cdot g_D(\sigma_{Dr}) \quad (2.25)$$

vorgegeben, die eine analytische Lösung der Durchflussgleichung ermöglicht. Für den Offset a_D und den Verstärkungsfaktor b_D in Gl. (2.25) werden jeweils Polynome 2. Ordnung in Abhängigkeit von \dot{m}_{Dr} angesetzt:

$$a_D(\dot{m}_{Dr}) = k_1 + k_2 \dot{m}_{Dr} + k_3 \dot{m}_{Dr}^2 \quad (2.26)$$

$$b_D(\dot{m}_{Dr}) = k_4 + k_5 \dot{m}_{Dr} + k_6 \dot{m}_{Dr}^2. \quad (2.27)$$

Die Geometriefunktion $g_D(\sigma_{Dr})$ in Gl. (2.25) kann nahezu beliebig gewählt werden. Einsetzen der Gln. (2.25) bis (2.27) in Gl. (2.20) ergibt nach wenigen Umformungen

$$\dot{m}_{Dr} = -\frac{k_2 + k_5 g_D - \dot{m}_{Dr,th}^{-1}}{2(k_3 + k_6 g_D)} + \sqrt{\frac{(k_2 + k_5 g_D - \dot{m}_{Dr,th}^{-1})^2 - 4(k_1 + k_4 g_D)(k_3 + k_6 g_D)}{4(k_3 + k_6 g_D)^2}}. \quad (2.28)$$

Die Polynomkoeffizienten k_i mit $i \in [1, \dots, 6]$ sowie die Parameter der noch zu spezifizierenden Geometriefunktion g_D werden mit Hilfe eines nichtlinearen Optimierungsverfahrens aus Messdaten bestimmt. Durch Vorgabe von Nebenbedingungen für die Koeffizienten wird eine reelle

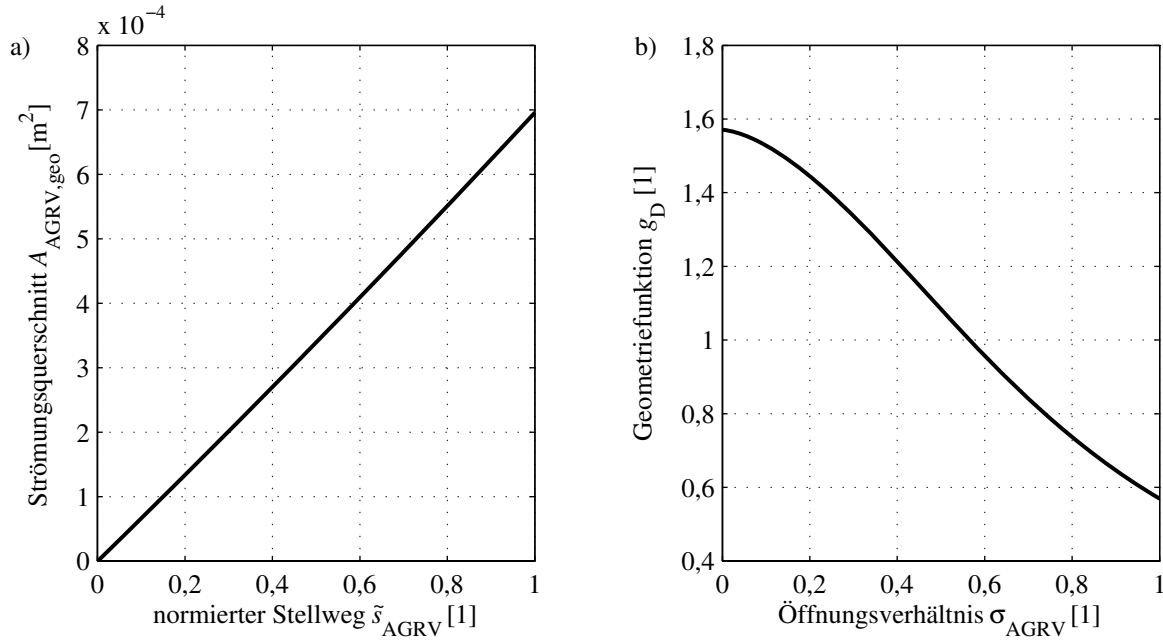


Bild 2.6: Geometriegrößen des AGR-Ventilmodells

Lösung für den Massenstrom \dot{m}_{Dr} sichergestellt. Die Größe $\dot{m}_{\text{Dr,th}}$ gibt den bereits eingeführten theoretischen Massenstrom an.

Nach der Beschreibung des allgemeinen Modellierungsansatzes für Drosselstellen mit variablem Querschnitt soll im Folgenden kurz auf die Besonderheiten bei der Nachbildung des AGR-Ventils und der Drosselklappe eingegangen werden.

AGR-Ventil

Das AGR-Ventil ist üblicherweise in einer druckkompensierenden Doppeltelleranordnung ausgeführt (Bild 2.5). Der geometrische Strömungsquerschnitt setzt sich aus dem Querschnitt eines Kegelventils (K) und eines Flachventils (F) zusammen

$$A_{\text{AGRV,geo}}(\tilde{s}_{\text{AGRV}}) = A_{\text{K,geo}}(\tilde{s}_{\text{AGRV}}) + A_{\text{F,geo}}(\tilde{s}_{\text{AGRV}}). \quad (2.29)$$

Der geometrische und vom Stellweg abhängige Öffnungsquerschnitt des als Kegelventil ausgeführten Steuerorgans lässt sich als Mantelfläche eines Kegelstumpfes zu

$$A_{\text{K,geo}}(\tilde{s}_{\text{AGRV}}) = \pi \cdot h_{\text{AGRV}} \cdot \tilde{s}_{\text{AGRV}} \cdot \cos \beta_K \cdot [d_K + 0,5 \cdot h_{\text{AGRV}} \cdot \tilde{s}_{\text{AGRV}} \cdot \sin 2\beta_K] \quad (2.30)$$

bestimmen. Dabei ist h_{AGRV} der Nennhub des AGR-Ventils, \tilde{s}_{AGRV} der normierte Stellweg, d_K der innere Ventilsitzdurchmesser und β_K der Ventilsitzwinkel des Kegelventils gemäß Bild 2.5. Der geometrische Öffnungsquerschnitt des Flachventils entspricht näherungsweise der Mantelfläche eines Zylinders

$$A_{\text{F,geo}}(\tilde{s}_{\text{AGRV}}) = \pi \cdot d_F \cdot h_{\text{AGRV}} \cdot \tilde{s}_{\text{AGRV}}, \quad (2.31)$$

wobei d_F wiederum den Ventilsitzdurchmesser bezeichnet. Der geometrische Gesamtquerschnitt $A_{\text{AGRV,geo}}$ ist in Bild 2.6a über der normierten Stellposition aufgetragen. Das für die Berechnung

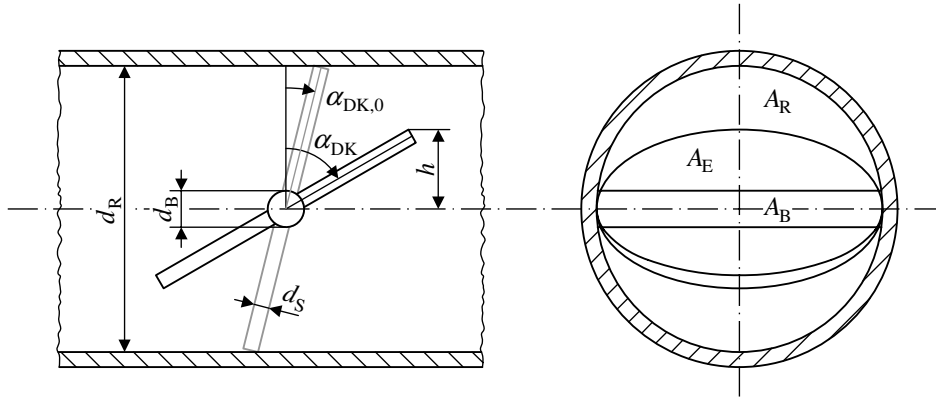


Bild 2.7: Schematischer Aufbau einer Drosselklappe

der Durchflusszahl $C_{D,AGRV}$ gemäß Gl. (2.24) notwendige Öffnungsverhältnis σ_{AGRV} wird mit der Gesamtquerschnittsfläche und der Summe der beiden Ventilsitzquerschnitte gebildet

$$\sigma_{AGRV}(\tilde{s}_{AGRV}) = \frac{A_{K,geo} + A_{F,geo}}{A_{K,S} + A_{F,S}} = \frac{A_{AGRV,geo}}{\pi(d_K^2 + d_F^2)/4}. \quad (2.32)$$

Die Geometriefunktion $g_D(\sigma_{AGRV})$ wird anhand von Messdaten zu

$$g_D(\sigma_{AGRV}) = \text{arccot}(k_7 \cdot \sigma_{AGRV}^{k_8}) \quad (2.33)$$

gewählt (Bild 2.6b).

Drosselklappe

Den schematischen Aufbau der Drosselklappe zeigt Bild 2.7. Der geometrische Öffnungsquerschnitt des Drosselorgans ergibt sich aus dem freien Kanalquerschnitt A_R abzüglich der Projektionsfläche des Achsbolzens A_B sowie der beiden ellipsenförmigen Drosselscheibensegmente A_E zu

$$A_{DK,geo}(\alpha_{DK}) = A_R - A_B - 2A_E(\alpha_{DK}). \quad (2.34)$$

Die drei Teilflächen können in Anlehnung an [172] über einfache geometrische Beziehungen zu

$$A_R = \frac{\pi}{4} d_R^2 \quad (2.35)$$

$$A_B = \frac{d_R^2}{2} \arcsin\left(\frac{d_B}{d_R}\right) + \frac{d_B}{2} \sqrt{d_R^2 - d_B^2} \quad (2.36)$$

$$A_E(\alpha_{DK}) = \begin{cases} \frac{d_R}{2} \left(h \arccos \frac{d_B}{2h} - \frac{d_B}{2h} \sqrt{h^2 - \frac{d_B^2}{4}} \right) & \text{für } h > \frac{d_B}{2} \\ 0 & \text{für } h \leq \frac{d_B}{2} \end{cases} \quad (2.37)$$

mit

$$h(\alpha_{DK}) = \frac{1}{2} \left(\frac{d_R}{\cos \alpha_{DK,0}} - d_S \tan \alpha_{DK,0} \right) \cos \alpha_{DK} + \frac{d_S}{2} \sin \alpha_{DK} \quad (2.38)$$

bestimmt werden. Dabei bezeichnet d_R den Rohrdurchmesser, d_B den Achsbolzendurchmesser und d_S die Drosselscheibendicke. Der Drosselklappenwinkel α_{DK} variiert zwischen $\alpha_{DK,0}$ und 90° .

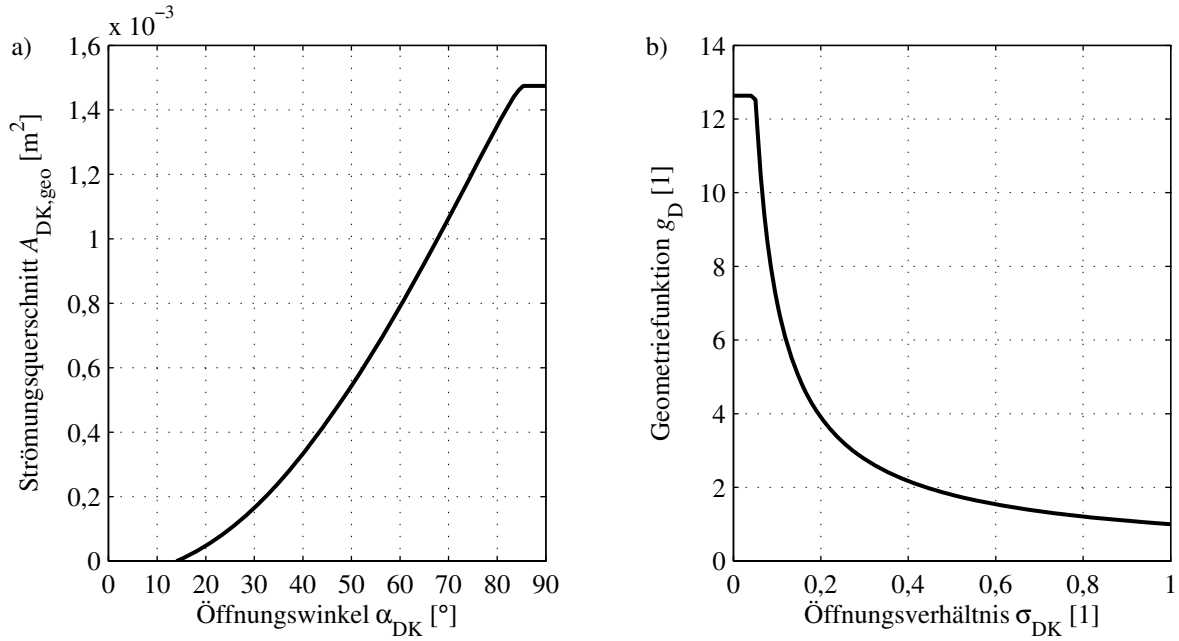


Bild 2.8: Geometriegrößen des Drosselklappenmodells

Der Winkel $\alpha_{DK,0}$ entspricht dabei dem Stellwinkel am mechanischen Anschlag in geschlossener Position. Bild 2.8a zeigt den Verlauf des Öffnungsquerschnitts über dem Drosselklappenwinkel. Es ist deutlich zu erkennen, wie die Ellipsensegmente ab einem Stellwinkel von $\alpha_{DK} \approx 85^\circ$ vom Achsbolzen verdeckt werden, so dass keine weitere Vergrößerung der Querschnittsfläche mehr erfolgt. Der Zusammenhang zwischen dem normierten Stellweg \tilde{s}_{DK} und dem Drosselklappenwinkel α_{DK} lässt sich durch eine lineare Funktion

$$\alpha_{DK}(\tilde{s}_{DK}) = \alpha_{DK,0} + (90^\circ - \alpha_{DK,0}) \tilde{s}_{DK} \quad (2.39)$$

beschreiben.

Der Einfluss der Bauteilgeometrie auf die Durchflusszahl $C_{D,DK}$ wird durch die Geometriefunktion

$$g_D(\sigma_{DK}) = \frac{1}{\sigma_{DK}^{k_7}} \quad (2.40)$$

mit $\sigma_{DK} = \max[\sigma_{DK}, \sigma_{DK,0}]$

approximiert. Als Bezugsquerschnitt für die Berechnung des Öffnungsgrads σ_{DK} dient der Kanalquerschnitt A_R gemäß

$$\sigma_{DK}(\tilde{s}_{DK}) = \frac{A_{DK,geo}}{A_R} = \frac{A_{DK,geo}}{\pi d_R^2/4}. \quad (2.41)$$

Der Zusammenhang $g_D(\sigma_{DK})$ ist in Bild 2.8b dargestellt. Bild 2.9 zeigt einen Vergleich zwischen Messung und Rechnung für den Massendurchsatz durch die Drosselklappe. Das Bestimmtheitsmaß R^2 liegt bei 0,947.

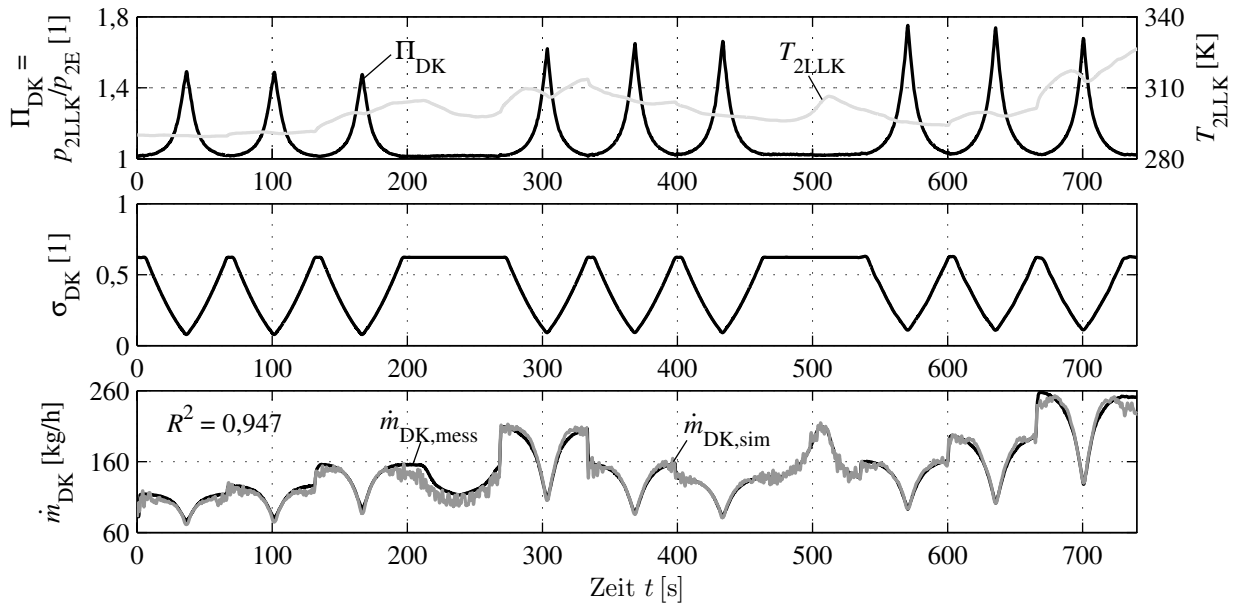


Bild 2.9: Validierung des Drosselklappenmodells: Vergleich des gemessenen und des berechneten Massendurchsatzes \dot{m}_{DK} ; variierte Stellgrößen: VTG-Position $s_{VTG,soll}$, Drosselklappenstellung $s_{DK,soll}$ und Motordrehzahl n_{Mot} ; Fahrpedalstellung $\alpha_{ped} = 20\%$

Enthalpieänderung bei adiabater Drosselung

In der Mehrzahl der Drosselstellen (z. B. Luftfilter, Drosselklappe, AGR-Ventil,...) findet kein nennenswerter Wärmeaustausch mit der Umgebung statt. Die Zustandsänderungen in den Rohreinbauten können näherungsweise als isenthalp betrachtet werden. Für die spezifische Enthalpie am Austritt folgt somit

$$h_{G,ab} = h_{G,zu} \quad \text{mit} \quad h_{G,zu} = h_{G,zu}(T_{G,zu}, \lambda_{G,zu}) \quad \text{bzw.} \quad h_{G,zu} = c_{p,L} T_{G,zu}. \quad (2.42)$$

Die Änderung der kinetischen Energie des Fluidstroms wird hierbei vernachlässigt. Vereinfachend wird auch der aus Oxidationskatalysator und Schalldämpfern bestehende Abgastrakt durch Gl. (2.42) beschrieben.

Enthalpieänderung bei diabater Drosselung

Bei der diabaten Drosselung, d. h. der Drosselung mit Wärmeabgabe, wie sie im Ladeluftkühler und im AGR-Kühler auftritt, entspricht die Änderung der spezifischen Enthalpie gerade der abgeführten spezifischen Wärme q_{GW}

$$h_{G,ab} = h_{G,zu} + q_{GW} = h_{G,zu} + \frac{\dot{Q}_{GW}}{\dot{m}_G}. \quad (2.43)$$

Dabei gibt \dot{m}_G den Massenstrom des zu kühlenden Mediums an. Dessen kinetische Energie bleibt wiederum unberücksichtigt. Die Wärmeabfuhr im Ladeluftkühler und im AGR-Kühler wird in-

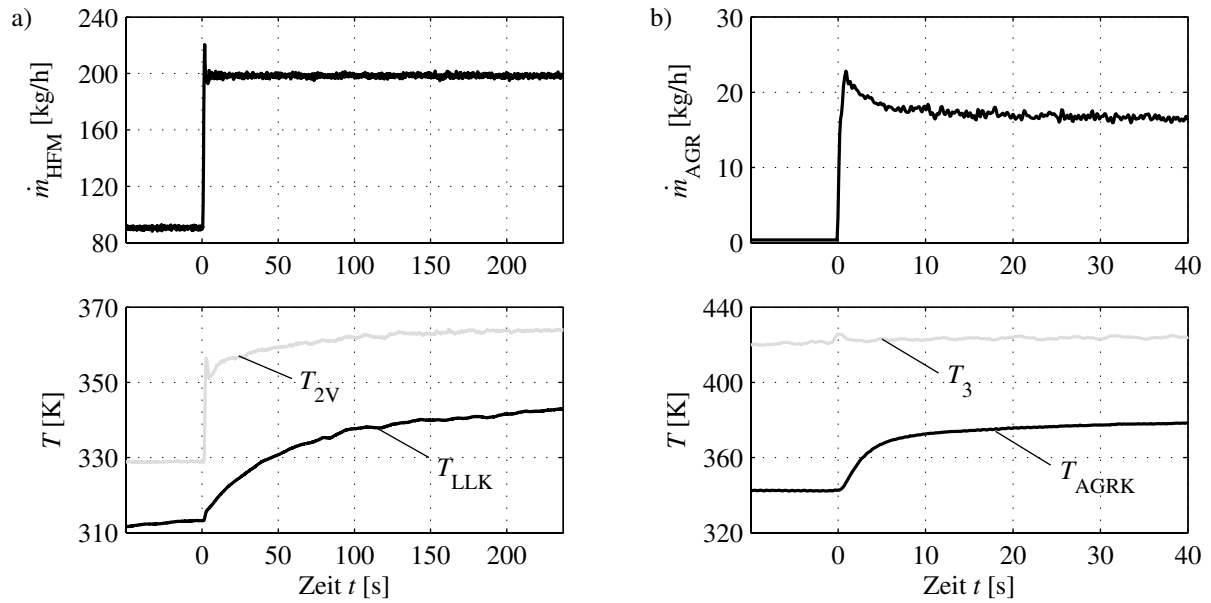


Bild 2.10: Dynamisches Verhalten der Kühler: a) Ladeluftkühler; variierte Stellgrößen: VTG-Steuersignal u_{VTG} und Motordrehzahl n_{Mot} b) AGR-Kühler; variierte Stellgrößen: AGR-Ventil-Steuersignal u_{AGRV} und Motordrehzahl n_{Mot}

nerhalb der Simulationsrechnung üblicherweise stationär über den Kühlerwirkungsgrad η_K

$$\eta_K = \frac{T_{G,\text{zu}} - T_{G,\text{ab}}}{T_{G,\text{zu}} - T_{K,\text{zu}}} \quad (2.44)$$

oder über die spezifische Kühlleistung Φ_K

$$\Phi_K = \eta_K c_{p,G} \dot{m}_G \quad (2.45)$$

beschrieben (siehe z. B. [129]). Der Index „G“ steht wie zuvor für das zu kühlende Gas (Ladeluft bzw. Verbrennungsgas), der Index „K“ für das Kühlmittel (Umgebungsluft bzw. Motorkühlwasser). Der abgegebene Wärmestrom errechnet sich zu

$$\dot{Q}_{\text{GW}} = \eta_K c_{p,G} \dot{m}_G (T_{K,\text{zu}} - T_{G,\text{zu}}) = \Phi_K (T_{K,\text{zu}} - T_{G,\text{zu}}). \quad (2.46)$$

Der Kühlerwirkungsgrad η_K bzw. die spezifische Kühlleistung Φ_K werden von den Herstellern in Kennfeldform bereitgestellt.

Bild 2.10 zeigt Messungen der Kühlereintritts- und der Kühleraustrittstemperatur des Ladeluft- und des AGR-Kühlers. Dargestellt ist die Systemantwort auf eine dynamische Anregung des Gasmassenstroms \dot{m}_G (hier: \dot{m}_{HFM} bzw. \dot{m}_{AGR}). Es ist ein verzögerter Anstieg der Abströmtemperatur nach der Sprunganregung ersichtlich. Die Zeitkonstante liegt beim Ladeluftkühler bei etwa 30 ... 60 s, beim AGR-Kühler bei ca. 1 ... 5 s. Eine rein stationäre Betrachtungsweise stellt insbesondere beim Ladeluftkühler eine unangemessene Vereinfachung dar. Entgegen der üblichen Praxis werden die Wärmeübertrager in dieser Arbeit daher durch ein dynamisches Modell nachgebildet, welches die thermische Trägheit der Kühlerwandung berücksichtigt. Die Modellierung

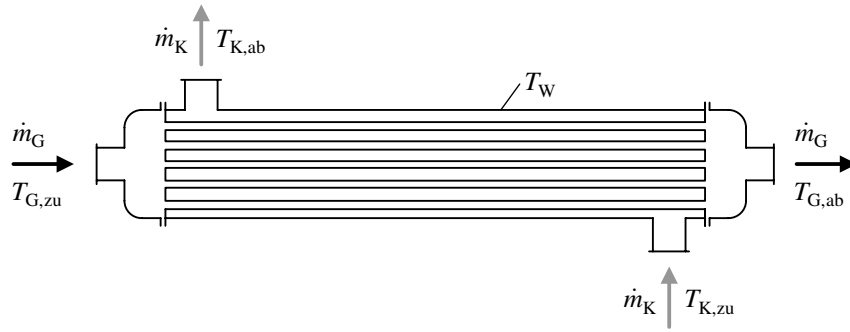


Bild 2.11: Rohrbündel-Wärmeübertrager (schematisch, nach [11])

lehnt sich dabei an die Beschreibung der Wärmeverluste in den Behälterbausteinen des Abgaspfades an. Dem Ansatz konzentrierter Parameter entsprechend wird auf eine orts aufgelöste Betrachtung der Wärmeübertragungsprozesse verzichtet. Sämtliche Prozessgrößen stellen örtliche Mittelwerte dar. Die Modellgleichungen lauten:

$$\dot{Q}_{GW} = \alpha_{GW} A_{GW} \Delta T_{GW} = \alpha_{GW} A_{GW} (T_W - T_{G,zu}) \quad (2.47)$$

$$\dot{Q}_{WK} = \alpha_{WK} A_{WK} \Delta T_{WK} = \alpha_{WK} A_{WK} (T_{K,zu} - T_W) \quad (2.48)$$

$$c_W m_W \frac{dT_W}{dt} = -(\dot{Q}_{GW} - \dot{Q}_{WK}) = \alpha_{WK} A_{WK} (T_{K,zu} - T_W) - \alpha_{GW} A_{GW} (T_W - T_{G,zu}). \quad (2.49)$$

Hierbei bezeichnen α_i die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten, A_i die Wärmeaustauschflächen und ΔT_i die charakteristischen Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragungsprozesse. Um eine aufwändige iterative Berechnung der Kühler zu umgehen, wird für die Temperaturdifferenzen ΔT_i anstelle der bei Kanalströmung üblicherweise verwendeten logarithmischen Temperaturdifferenz ΔT_{\log} (siehe bspw. [11, 207]) die Differenz zwischen der Wandtemperatur und der eintrittsseitigen Fluidtemperatur angesetzt.

Mit dem vom dynamischen Wandtemperaturmodell errechneten Wandwärmestrom \dot{Q}_{GW} ergibt sich für die Austrittsenthalpie $h_{G,ab}$ nach Gl. (2.43)

$$h_{G,ab} = h_{G,zu} + \frac{\dot{Q}_{GW}}{\dot{m}_G}.$$

Für die Austrittstemperatur $T_{G,ab}$ folgt

$$T_{G,ab} = \frac{h_{G,ab}}{c_{p,L}} \quad \text{bzw.} \quad T_{G,ab} = T_{G,ab}(h_{G,ab}, \lambda_{G,zu}). \quad (2.50)$$

Die Gln. (2.47) bis (2.50) gelten sowohl für den AGR- als auch für den Ladeluftkühler. Die Eigenheiten der beiden Kühlerarten sollen im Folgenden kurz dargelegt werden.

AGR-Kühler

Beim AGR-Kühler handelt es sich um einen Abgas-Kühlmittel-Wärmetauscher in Rohrbündelbauweise (Bild 2.11). Das Verbrennungsgas wird dabei durch die Innenrohre geführt. Das Motor-kühlwasser durchströmt den Mantelraum [163]. Die gas- und kühlmittelseitige Wärmeübertragung

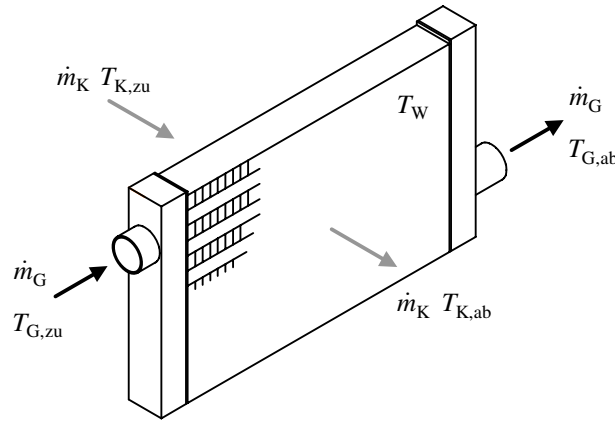


Bild 2.12: Kreuzstrom-Wärmeübertrager (schematisch)

erfolgt in erster Linie durch erzwungene Konvektion. Wärmeverluste an die Umgebung werden bei der Modellierung vernachlässigt.

Zur Berechnung der kühlmittelseitigen Wärmeübergangszahl α_{WK} ist die Kenntnis des Kühlmitteldurchsatzes erforderlich. Dieser wird in der Regel nicht messtechnisch erfasst. Er kann allerdings aus der Fördercharakteristik der riemengetriebenen Kühlwasserpumpe abgeschätzt werden. Nach [95, 129, 205] ist der Massen- bzw. Volumenstrom der Pumpe näherungsweise proportional zur Pumpendrehzahl und somit zur Motordrehzahl. Entsprechend wird der Kühlmittelvolumenstrom durch den AGR-Kühler an dieser Stelle durch

$$\dot{V}_K = \zeta_{AGRK} K_{KP} n_{Mot} \quad (2.51)$$

approximiert. Dabei steht K_{KP} für den Proportionalitätsfaktor, der das Pumpenverhalten beschreibt, und ζ_{AGRK} für den Anteil des AGR-Kühlmittelstromes am gesamten Förderstrom der Kühlwasserpumpe. Der Zahlenwert für K_{KP} lässt sich den technischen Daten des Motors entnehmen. Der Faktor ζ_{AGRK} wird implizit im Wärmeübergangskoeffizienten α_{WK} mitgeschätzt.

Die Kühlwassertemperatur $T_K = T_{K,zu}$ wird beim Versuchsträger über das Automatisierungssystem des Motorprüfstandes auf einen gewünschten Festwert eingeregelt. Der serienmäßige Dehnstoffthermostat im Motorkühlkreislauf ist deaktiviert.

Die rechnerische Bestimmung der Wärmeübergangszahlen α_{GW} und α_{WK} erfolgt über die in Anhang B aufgeführten Nußelt-Korrelationen. Für die Kühlmittelseite wurden Reynolds-Zahlen im Wertebereich $3 \cdot 10^3 < Re < 3 \cdot 10^4$ ermittelt. Hier wird von überwiegend turbulenter Strömung ausgegangen. Auf der Gasseite ist der Strömungszustand von der Stellung des AGR-Ventils abhängig. Die Reynolds-Zahlen liegen zwischen $Re \approx 0$ (geschlossenes AGR-Ventil) und $Re \approx 1,5 \cdot 10^4$ (vollständig geöffnetes AGR-Ventil). Entsprechend muss die Wärmeübergangsbeziehung sowohl den laminaren als auch den turbulenten Strömungsbereich abdecken. Im Übergangsbereich erfolgt eine Interpolation mittels Sigmoidfunktionen (siehe Bild B.2).

Die Parameter der Wärmeübergangskoeffizienten werden mittels eines nichtlinearen Optimierungsverfahrens aus Messdaten identifiziert. Hierzu sei auf Abschnitt 6.3 verwiesen.

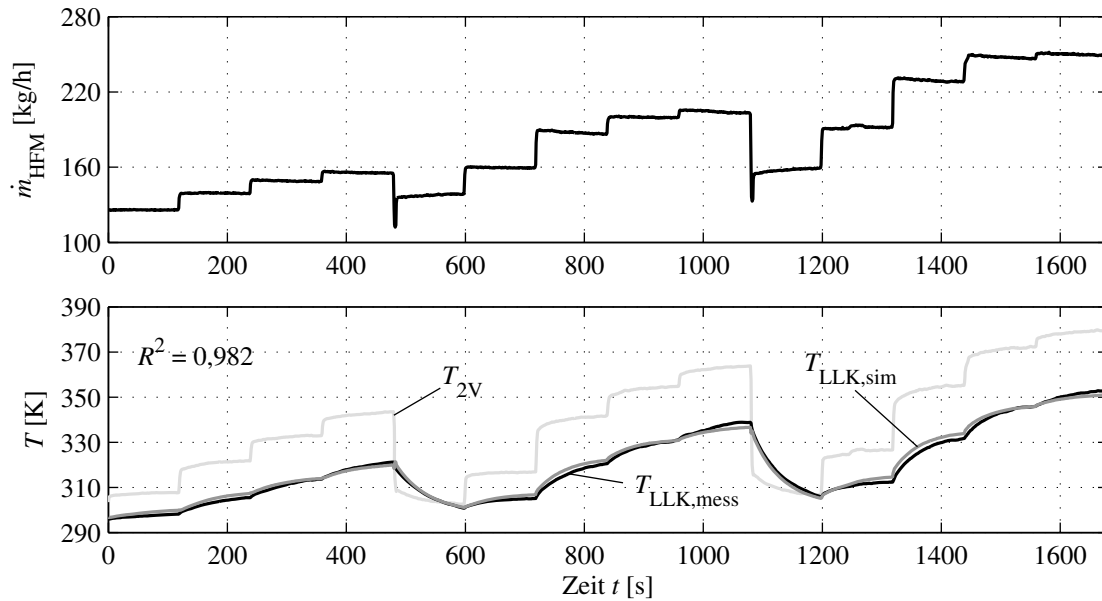


Bild 2.13: Validierung des dynamischen Ladeluftkühlermodells: Vergleich der gemessenen und der berechneten Kühleraustrittstemperatur T_{LLK} ; variierte Stellgrößen: VTG-Position $s_{VTG,soll}$ und Motordrehzahl n_{Mot} ; Fahrpedalstellung $\alpha_{ped} = 20\%$; Umgebungstemperatur $T_U \approx 20^\circ\text{C}$

Ladeluftkühler

Der Ladeluftkühler ist üblicherweise als Luft-Luft-Wärmetauscher ausgeführt [163]. Er arbeitet nach dem Kreuzstromprinzip (Bild 2.12). Im Rahmen dieser Arbeit wird lediglich der Motorprüfstandsbetrieb ohne Kühlluftanströmung simuliert ($\dot{m}_K = 0$)². Die Kühlmitteltemperatur entspricht der Temperatur der ruhenden Umgebungsluft ($T_{K,zu} = T_U$). Der umgebungsseitige Wärmeübergangskoeffizient $\alpha_{WK} = \alpha_{WU}$ setzt sich wie beim Behältermodell aus dem Wärmeübergangskoeffizienten der freien Konvektion $\alpha_{WU,frK}$ und dem Wärmeübergangskoeffizienten der Strahlung $\alpha_{WU,Str}$ zusammen

$$\alpha_{WK} = \alpha_{WU} = \alpha_{WU,frK} + \alpha_{WU,Str}. \quad (2.52)$$

Für den ladeluftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{GW} wird eine verallgemeinerte Beziehung für erzwungene Konvektion bei der Strömung durch Rohre angesetzt. Die Reynoldszahlen der Ladeluftströmung überdecken beim untersuchten Versuchsträger den Bereich $100 < Re < 2500$. Folglich wird nur der laminare Fall berücksichtigt. Die Gleichungen für α_{WU} und α_{GW} sind im Anhang B aufgeführt. Die Parameter der Wärmeübergangskoeffizienten werden wiederum durch eine nichtlineare Optimierung bestimmt (siehe Abschnitt 6.3).

²Eine Erweiterung des Modells zur Beschreibung des Kühlerverhaltens bei variabler Kühlluftanströmung ist einfach möglich. Die Grundgleichungen (2.47) bis (2.49) gelten unverändert. Für den kühlluftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{WK} ist die verallgemeinerte Wärmeübergangsbeziehung für Zwangskonvektion gemäß Anhang B einzusetzen. Aufgrund fehlender kühlluftseitiger Messdaten wurde auf eine erweiterte Modellierung in dieser Arbeit verzichtet.

Bild 2.13 stellt die Rechenergebnisse des Wärmeübergangsmodells Messdaten vom Motorprüfstand gegenüber. Gezeigt ist das Systemverhalten bei sprungförmiger Anregung des Ladeluftmassenstroms $\dot{m}_G = \dot{m}_{\text{HFM}}$. Das Wärmespeicherverhalten des Kühlnetzes wird besonders bei der schlagartigen Minderung des Luftmassenstroms und der Kühlereintrittstemperatur deutlich (siehe z. B. bei $t \approx 1080$ s). Hier gibt die aufgeheizte Kühlerwandung Wärme an die Ladeluft ab, so dass die Kühleraustrittstemperatur über der Kühlereintrittstemperatur liegt. Dieses Verhalten kann durch stationäre Modelle gemäß Gl. (2.44) oder Gl. (2.45) nicht nachgebildet werden. Das entwickelte dynamische Kühlermodell gibt das Prozessverhalten hingegen korrekt wieder. Hier zeigen sich die Vorteile der physikalischen Modellbildung.

3 Modellbildung des Abgasturboladers

3.1 Grundlagen

Bild 3.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines Pkw-Abgasturboladers. Zu den wesentlichen Baugruppen zählen die Turbine, der Verdichter, das zwischen Turbine und Verdichter befindliche Lagergehäuse sowie die Ladedruckregeleinrichtung. Die beiden Strömungsmaschinen werden in der Regel radial ausgeführt. Sie sind über eine gemeinsame starre Welle verbunden. Die Turbine wandelt die im Abgas des Verbrennungsmotors enthaltene thermische Energie in kinetische Energie um, welche zum Antrieb des Verdichters genutzt wird. Dieser wiederum überträgt die zugeführte mechanische Energie an die angesaugte Frischluft. Der Enthalpiezugewinn führt dabei hauptsächlich zum einem Anstieg des Drucks, d. h. die dem Verbrennungsmotor zugeführte Frischluft wird vorverdichtet. Der Turbolader ist mit dem Verbrennungsmotor lediglich thermodynamisch durch den Frischluft- und Abgasstrom gekoppelt. Im Gegensatz zu mechanischen Ladern ist die Wellendrehzahl bei Abgasturboladern daher von der Motordrehzahl unabhängig und bestimmt sich aus dem Momenten- bzw. Leistungsgleichgewicht an der Turboladerwelle.

Die Turboladerwelle ist vom Lagergehäuse umgeben, welches die Wellenführungen sowie Dichtelemente enthält. Die Lagerungen sind für sehr hohe Temperaturen und Drehzahlen (bis zu 300.000 1/min) [127, 163] ausgelegt. Zur Schmierung und Kühlung werden sie kontinuierlich von Motoröl durchströmt. Hierzu ist der Turbolader an den Ölkreislauf des Motors angeschlossen. Zur Abdichtung des Wellendurchtritts ist auf Verdichter- und Turbinenseite je ein Kolbenring (Labyrinthdichtung) verbaut. Die Kolbenringe verhindern einen Ölübertritt in das Luft- bzw. Abgassystem. Gleichzeitig mindern sie das Eindringen von Ladeluft bzw. Abgas in das Lagergehäuse (Blow-By).

Bei einem Abgasturbolader mit fester Geometrie ist der Ladedruck unmittelbar von der Höhe des Abgasenthalpiestromes und damit von der Last und der Drehzahl des Verbrennungsmotors abhängig. Für einen wirtschaftlichen Motorbetrieb und ein gutes Ansprechverhalten ist es allerdings erforderlich, den Ladedruck und den Ladedruckaufbau (Dynamik) vom verfügbaren Abgasenthalpieangebot zu entkoppeln, um bereits im unteren Lastbereich einen hohen Aufladegrad zu erzielen. Diese Aufgabe übernimmt die Ladedruckregeleinrichtung durch Beeinflussung der Verdichter- bzw. Turbinenleistung. Die verdichterseitige Leistungsregelung wird nur in Sonderfällen genutzt. Stand der Technik ist ein Stelleingriff auf Turbinenseite. Hierbei kann unterschieden werden zwischen einer Änderung des Turbinendurchsatzes mittels eines Strömungsbypass (Waste-Gate-Turbolader) und der Beeinflussung der Anströmbedingungen der Turbine (variable Turbinengeometrie, VTG). Bei einem Waste-Gate-Turbolader ist die Turbine relativ klein dimensioniert, so dass sich bereits bei niedrigen Massenströmen ein hoher Aufstaudruck am Turbineneintritt und somit ein hoher Ladedruck ergibt. Bei Teil- und Volllast wird bei Erreichen des geforderten bzw. des maximal zulässigen Ladedruckes ein Teil des Abgasmassenstroms durch Öffnen eines Bypass-Ventils an der Turbine vorbeigeleitet (Abblasen), und somit die Turbinenleistung

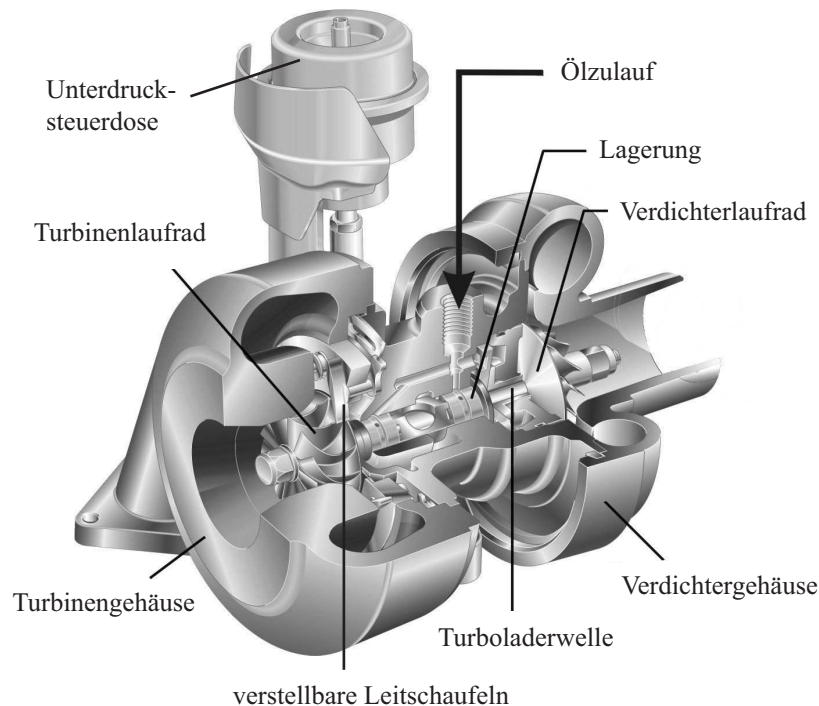


Bild 3.1: Aufbau eines Pkw-Abgasturboladers [186]

reduziert. Bei Erhöhung des Abgasmassen- bzw. des Abgasenthalpiestromes wird ein weiterer Anstieg des Ladedrucks unterbunden. Nachteil der Waste-Gate-Regelung ist das relativ hohe Abgasgegendruckniveau am Turbineneintritt, welches die Ausschleissarbeit des Verbrennungsmotors erhöht und zur einer Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades führt [57, 125].

Bei VTG-Ladern nimmt die Turbine im Gegensatz zu Ladern mit Abblaseklappe stets den gesamten Abgasmassenstrom auf. Ihre Schluckfähigkeit wird daher auf den maximal möglichen Abgasmassenstrom des Motors ausgelegt. Um auch bei niedrigen Massen- bzw. Enthalpieströmen große Verdichterdruckverhältnisse zu erreichen, ist die Turbine mit einem verstellbaren Leitapparat (verstellbaren Leitschaufeln) ausgestattet. Durch Variation der Leitschaufelposition werden sowohl der wirksame Strömungsquerschnitt als auch der Zuströmwinkel zum Laufrad verändert. Ein Schließen der Leitschaufeln führt zu einer Zunahme der Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit am Laufradeintritt und somit zu einer Erhöhung der Turbinenleistung. Folglich steigt der Ladedruck an. Im Bereich hoher Lasten und Motordrehzahlen wird durch Öffnen der Leitschaufeln ein größerer Durchtrittsquerschnitt freigegeben, wodurch die Strömungsgeschwindigkeit und der Abgasgegendruck sinken und der Ladedruck begrenzt wird. Die Ansteuerung der Leitschaufeln erfolgt entweder pneumatisch über Unterdrucksteuerdosen (siehe Bild 3.1) oder elektrisch. Elektrische Stellsysteme weisen eine um den Faktor zehn höhere Verstellgeschwindigkeit und eine deutlich verbesserte Regelcharakteristik auf [6]. Sie gewinnen zunehmend an Bedeutung [20, 47, 55].

Bei Pkw-Dieselmotoranwendungen hat sich als Ladedruckregelsystem die variable Turbinengeometrie durchgesetzt. Auch der in dieser Arbeit verwendete Versuchsträger ist mit einem VTG-

Abgasturbolader ausgerüstet. Daher liegt diese Regelsystemvariante der nachfolgenden Modellbildung zugrunde.

3.2 Modellierungsansätze

Für die Nachbildung der komplexen Vorgänge in den beiden Strömungsmaschinen des Abgasturboladers stehen wie bei der Modellierung des Luft- und Abgassystems null-, ein- und mehrdimensionale Ansätze zur Verfügung. Zwei- und dreidimensionale Berechnungsansätze auf Grundlage der numerischen Strömungsmechanik (computational fluid dynamics, CFD) werden insbesondere für die konstruktive Optimierung von Turbomaschinen verwendet. Aufgrund ihres hohen Berechnungsaufwandes sind sie für Echtzeitanwendungen nicht geeignet. Im Fokus der Betrachtung stehen daher Modellansätze ohne räumliche Auflösung auf Basis von Kennfeldern bzw. neuronalen Netzen sowie eindimensionale Ansätze nach der Stromfadentheorie.

3.2.1 Kennfeldansätze

Grundlagen

Kennfeldbasierte Ansätze stellen den Stand der Technik für die Modellierung der Aufladekomponenten im Rahmen der null- und eindimensionalen Motorprozesssimulation dar (siehe z. B. [64, 129, 158]). Im Sinne der Füll- und Entleermethode können der Verdichter und die Turbine als „Drosselstellen“ mit Aufnahme bzw. Abgabe mechanischer Energie aufgefasst werden. Das Laufzeug stellt bedingt durch sein Trägheitsmoment einen mechanischen Energiespeicher dar. Die Berechnung der Modellausgangsgrößen (Massenstrom, spezifische Enthalpie, Wellenleistung) stützt sich auf spezielle standardisierte Kennfelder, welche von den Turboladerherstellern auf Heißgasprüfständen vermessen und dem Anwender zur Verfügung gestellt werden. Bild 3.2 zeigt schematisch die Kennfelder eines Radialverdichters und einer Zentripetalturbine.

Um die Kennfeldgrößen unabhängig von den Umgebungsbedingungen bei der Messung zu machen, werden sie auf Referenzumgebungsbedingungen (z. B. Verdichterseite: $T_{1t,ref} = 293 \text{ K}$, $p_{1t,ref} = 0,981 \text{ bar}$; Turbinenseite: $T_{3t,ref} = 873 \text{ K}$) umgerechnet. Grundlage hierfür bilden die Ähnlichkeitsgesetze der Strömungsmechanik (siehe z. B. [187, 189]). Die von den einzelnen Turboladerherstellern verwendeten Umrechnungsformeln unterscheiden sich geringfügig. Nach [127] gilt für den Zusammenhang zwischen den tatsächlichen Prozessgrößen und den bezogenen Größen

$$\dot{m}_{V,bez} = \dot{m}_V \frac{\sqrt{T_{1t}/T_{1t,ref}}}{p_{1t}/p_{1t,ref}} \quad n_{ATL,V,bez} = \frac{n_{ATL}}{\sqrt{T_{1t}/T_{1t,ref}}} \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_{T,bez} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_{3t}}}{p_{3t}} \quad n_{ATL,T,bez} = \frac{n_{ATL}}{\sqrt{T_{3t}/T_{3t,ref}}} \quad (3.2)$$

Der Index „t“ in den Gln. (3.1) und (3.2) steht für Totalzustände (Totaltemperatur, Totaldruck).

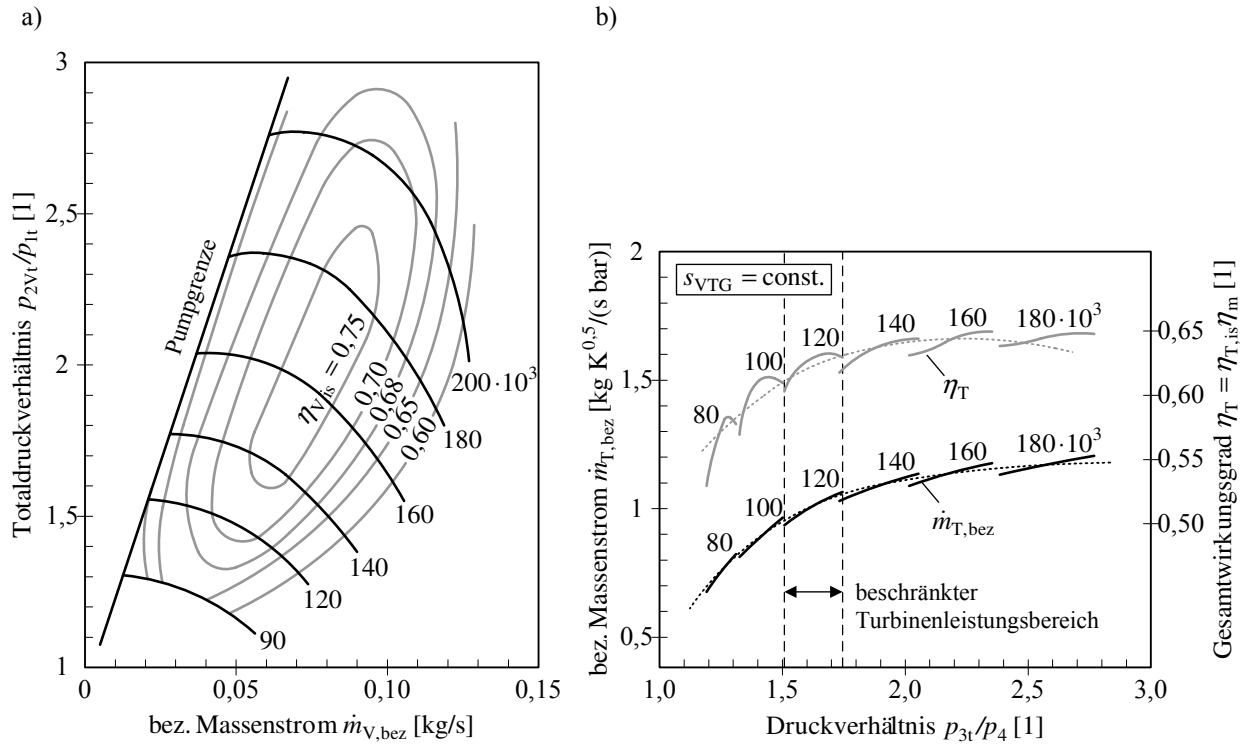


Bild 3.2: Turboladerkennfelder (modifiziert nach [127]); a) Radialverdichter b) Zentripetal-turbine. Die gebrochenen Linienstücke geben gemittelte Verläufe an.

Die globalen thermodynamischen Zustandsänderungen in den Strömungsmaschinen werden im Rahmen der kennfeldbasierten Modellierung als irreversibel adiabater Kompressions- bzw. Expansionsprozess betrachtet und durch Vergleich mit einem isentropen Zustandsverlauf quantifiziert. Grundlage der Berechnung ist die Isentropengleichung sowie der erste Hauptsatz für stationäre offene Systeme. Die Modellausgangsgrößen ergeben sich (hier beispielhaft für den Verdichter) zu

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{V,bez} \frac{p_{1t}/p_{1t,ref}}{\sqrt{T_{1t}/T_{1t,ref}}} \quad (3.3)$$

$$h_{Vt} = c_{p,L} T_{1t} \left[1 + \frac{1}{\eta_{V,is}} \left[\left(\frac{p_{2Vt}}{p_{1t}} \right)^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1 \right] \right] \quad (3.4)$$

$$P_V = \dot{m}_V \frac{c_{p,L} T_{1t}}{\eta_{V,is}} \left[\left(\frac{p_{2Vt}}{p_{1t}} \right)^{\frac{\kappa_L-1}{\kappa_L}} - 1 \right]. \quad (3.5)$$

Der in die Gl. (3.3) einzusetzende bezogene Verdichtermassenstrom $\dot{m}_{V,bez}$ und der in die Gl. (3.4) und die Gl. (3.5) eingehende isentrope Verdichterwirkungsgrad $\eta_{V,is}$ werden in jedem Rechenschritt des Modells aus dem vorgegebenen Verdichterkennfeld in Abhängigkeit des aktuellen Totaldruckverhältnisses $\Pi_{Vt} = p_{2Vt}/p_{1t}$ und der bezogenen Turboladerdrehzahl $n_{ATL,V,bez}$ ermittelt

$$\dot{m}_{V,bez} = f_{KF}(\Pi_{Vt}, n_{ATL,V,bez}) \quad (3.6)$$

$$\eta_{V,is} = f_{KF}(\Pi_{Vt}, n_{ATL,V,bez}). \quad (3.7)$$

In ganz ähnlicher Weise erfolgt die Auswertung des Turbinenkennfeldes. Hier kommt als zusätzlicher Kennfeldparameter die VTG-Stellposition hinzu.

Diskussion und Literaturüberblick

Kennfeldbasierte Modellierungsansätze zur Simulation von Turboladern zeichnen sich durch Einfachheit, schnelle Implementierung und sehr geringe Rechenzeiten aus. Entsprechende Ansätze finden sich in der Mehrzahl universitärer, kommerzieller und firmenspezifischer Motor- und Luftpfadmodelle für regelungstechnische Anwendungen [3, 34, 94, 101, 147, 153, 173]. Trotz der weiten Verbreitung ist der Einsatz der stationären Herstellerkennfelder für Simulationszwecke als problematisch anzusehen. Als Kritikpunkte können genannt werden:

1. **Anwendungsbereich der Kennfelder:** Die von den Herstellern bereitgestellten Kennfelder werden unter reproduzierbaren Betriebsbedingungen auf Komponentenprüfständen separat für Verdichter und Turbine bestimmt. Sie sind damit insbesondere zur Beurteilung des Entwicklungsstands und zum Vergleich der thermodynamischen Qualität verschiedener Ladertypen und Produktvarianten geeignet. Zudem stellen die Kennfelddaten die Grundlage für die Auswahl eines geeigneten Aufladesystems für einen zu entwickelnden Verbrennungsmotor dar (Paarung bzw. Matching). Die je nach Hersteller in „unterschiedlicher Qualität“ [129] vorliegenden Kennfelder sind jedoch ursprünglich nicht für die Motorprozesssimulation konzipiert. Grundlegende Einschränkungen bei der Anwendung der Kennfelder ergeben sich zum einen aus der unzureichenden Vermessungsmethode, zum anderen aus den unterschiedlichen Betriebsbedingungen des Abgasturboladers am Heißgasprüfstand und am Verbrennungsmotor (siehe nachfolgende Punkte).
2. **Strömungsbedingungen:** Die Strömungsbedingungen am Motor unterscheiden sich maßgeblich von denjenigen am Heißgasprüfstand. Am Komponentenprüfstand werden der Verdichter und die Turbine von stationären Gasströmen durchsetzt. Beim Verbrennungsmotor liegt bedingt durch den zyklischen Arbeitsprozess eine pulsierende Strömung vor. Während die Schwingungen im Ansaugtrakt durch die großen Leitungsvolumina relativ stark gedämpft werden, und die Ladeluftströmung somit näherungsweise als stationär betrachtet werden kann, sind die Zuström- und Abströmbedingungen der Turbine hochgradig instationär [15]. Bild 3.3 zeigt beispielhaft die kurbelwinkel aufgelösten Verläufe des Ladedrucks p_{2E} sowie des Abgasgedrucks p_3 für einen Arbeitspunkt im mittleren Lastbereich. Die Unterschiede im Schluckverhalten und im aerodynamischen Wirkungsgrad von Turbinen bei stationärer und instationärer Anströmung sind seit langem bekannt. Die sich hieraus ergebenden Anforderungen an die Turboladervermessung und Turboladermodellierung werden in der Literatur kontrovers diskutiert [8, 12, 121, 122, 219]. Als gemeinsame Aussage der genannten Literaturstellen kann gelten, dass klassische Ansätze auf der Basis von Herstellerkennfeldern nur unzureichend in der Lage sind, das reale Betriebsverhalten der Turbine am Motor abzubilden.

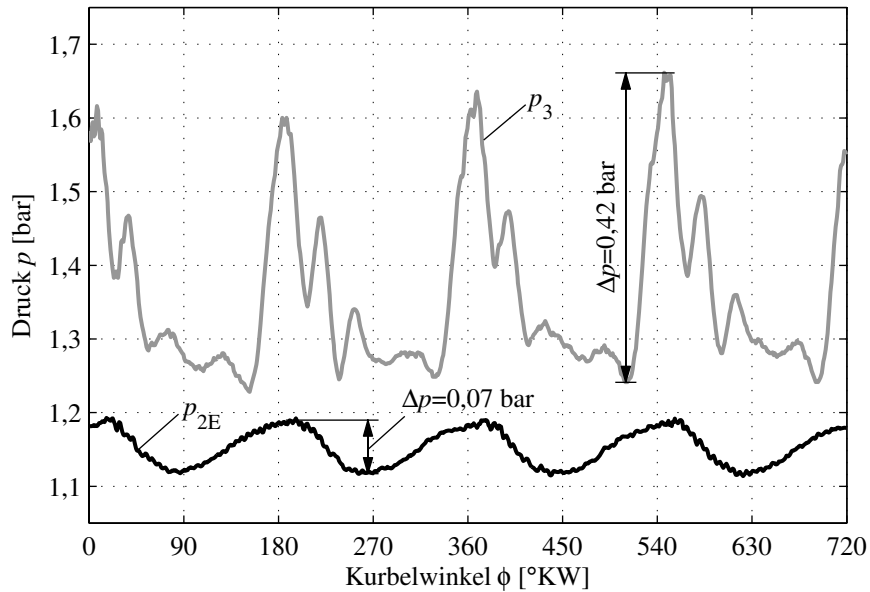


Bild 3.3: Druckpulsationen im Luft- und Abgaspfad; Arbeitspunkt $n_{\text{Mot}} = 1150 \text{ 1/min}$, $m_{\text{B}} = 24,3 \text{ mg/Inj}$

3. **Abgastemperatur:** Am Brennkammerprüfstand wird der Turbolader üblicherweise bei einer fest vorgegebenen Turbineneintrittstemperatur von $T_{3t,\text{ref}} = 873 \text{ K}$ betrieben. Die Abgastemperatur des Verbrennungsmotors hängt hingegen von der Motorleistung ab und ist somit stark veränderlich (typischer Wertebereich: $100 \dots 600 \text{ }^\circ\text{C}$). Für eine realitätsnahe Nachbildung des Turboladers muss der Einfluss von T_{3t} auf das Prozessverhalten berücksichtigt werden (siehe auch Punkt 7).
4. **Abgasgegendruck nach Turbine:** Die Expansion des Heißgases erfolgt am Komponentenprüfstand gegen Umgebungsdruck. Am Motor liegt der Druck am Turbinenaustritt bedingt durch die Abgasanlage (Katalysatoren, Dieselpartikelfilter, Schalldämpfer) deutlich über dem Atmosphärendruck. In Untersuchungen von [93] an einem nicht näher spezifizierten VTG-Lader wird experimentell nachgewiesen, dass sich das Betriebsverhalten der Strömungskraftmaschine in Abhängigkeit des austrittsseitigen Druckniveaus verändert. Der isentrope Turbinenwirkungsgrad liegt bei Entspannung gegen eine Blende (auf der Turbinenaustrittsseite) um bis zu 5 % über dem Wert bei Expansion gegen Umgebungsbedingungen.
5. **Thermische Randbedingungen:** Um Platzbedarf und Gewicht zu reduzieren, sind in modernen Verbrennungsmotoren sog. integrierte Abgaskrümmen verbaut, bei denen Auslasssammler und Turbinengehäuse eine Einheit bilden. Aufgrund der räumlichen Nähe zum Kurbelgehäuse ergeben sich thermische Wechselwirkungen zwischen Abgasturbolader und Motor. Die beengten Einbauverhältnisse im Motorraum beeinflussen die konvektive und radiative Wärmeabgabe der Turbine zusätzlich. Folglich weichen die thermischen Randbedingungen beim Betrieb des Turboladers am Motor von denen am Komponentenprüfstand ab. Hier ist der Turbolader auf einem Prüftisch angeordnet.

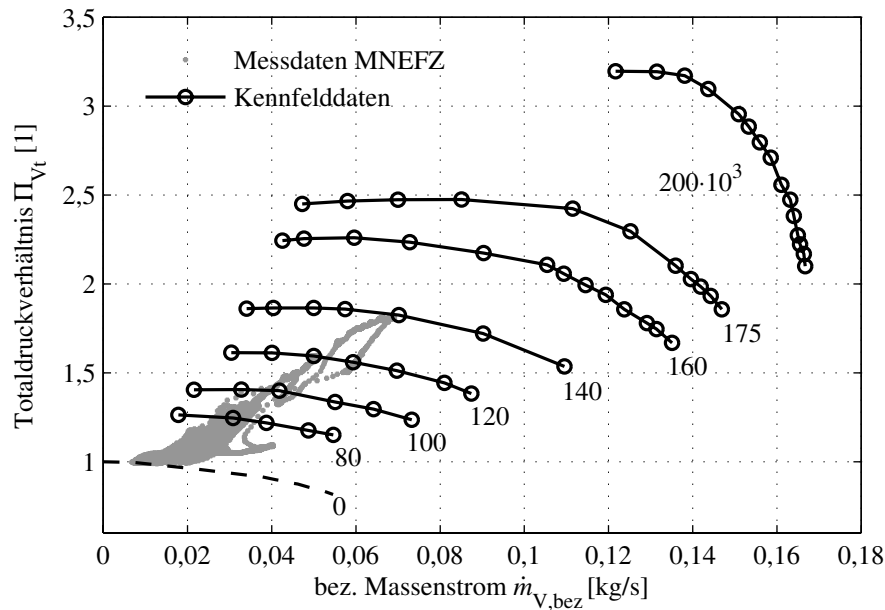


Bild 3.4: Betriebsbereich des Verdichters beim Durchfahren des Modifizierten Neuen Europäischen Fahrzyklus (MNEFZ) im Vergleich zum Wertebereich des Verdichterkennfeldes. Die Kennfelddaten wurden für einen nahezu baugleichen Turbolader (Garrett GT1749V) aus [23, 24] entnommen. Zur Verdeutlichung ist die Nulldrehzahllinie ergänzt (gebrochene Linie).

6. **Kennfeldabdeckung:** Die auf Heißgasprüfständen vermessenen Kennfelder überdecken nur einen kleinen Betriebsbereich der Strömungsmaschinen. Beim Verdichter liegen in der Regel nur Messdaten oberhalb einer bezogenen Drehzahl von etwa 80000 bis 90000 1/min vor (Bild 3.2a). Dies wird zumeist damit begründet, dass die unterhalb dieser Schwelle auftretenden Druckverhältnisse und Temperaturdifferenzen etwa in der Größenordnung der Messgenauigkeit der Sensoren liegen. Der aus den Messwerten errechnete isentrope Verdichterwirkungsgrad stellt dann keinen zuverlässigen Wert mehr dar. Aus Bild 3.2a wird zudem deutlich, dass das Verdichterkennfeld nur Messwerte für Totaldruckverhältnisse $\Pi_{Vt} > 1$ wiedergibt. Im realen Motorbetrieb stellen sich allerdings bei Motorbetriebspunkten im unteren Lastbereich und im Leerlauf sowie bei dynamischen Lastwechseln sehr kleine Laderdrehzahlen $n_{ATL,V,bez} \leq 20000$ 1/min und inverse Druckverhältnisse $\Pi_{Vt} \leq 1$ ein. Bild 3.4 stellt die Betriebspunkte des untersuchten Verdichters beim Durchfahren eines MNEFZ-Abgastestzyklus (Modifizierter Neuer Europäischer Fahrzyklus) im Verdichterkennfeld dar. Eine Auswertung der Messdaten ergibt, dass die Turboladerdrehzahl über eine Zeitdauer von 1046 s (89 % der Gesamtdauer) bei unter 80000 1/min liegt. Für 29 % der Messpunkte bleibt sie unterhalb von 20000 1/min. Darüber hinaus ergibt sich für 26 % der Betriebspunkte ein inverses Druckverhältnis. Das Verdichterkennfeld stellt somit für einen großen und für Simulationszwecke relevanten Bereich keine Daten bereit¹.

¹Die angegebenen Zahlenwerte gelten für den in dieser Arbeit verwendeten Prototypenmotor. Dessen Motorsteu-
ergerät besitzt keine Serienapplikation. Für den Serienstand kann von etwas geringeren Prozentwerten ausgegangen
werden. Die Ergebnisse decken sich qualitativ mit Untersuchungsergebnissen anderer Forschungsstellen [23, 24].

Ähnlich verhält sich die Situation bei der Turbine. Bei der Vermessung des Turbinenkennfeldes am Komponentenprüfstand wird die Turbine durch Androsselung des freiansaugenden Verdichters belastet. Aufgrund des Leistungsgleichgewichts an der Welle (stationärer Fall) kann die Turbinenleistung bei einer gegebenen Drehzahl höchstens den jeweiligen Maximalwert der Verdichterleistung erreichen. Der Vermessungsbereich der Turbine ist somit von den Betriebsgrenzen (insbesondere der Pumpgrenze) des Verdichters abhängig. Damit liegen, wie auch aus Bild 3.2b deutlich wird, bei einer festen Turboladerdrehzahl nur für sehr schmale Druckverhältnisbereiche Werte für den bezogenen Turbinenmassenstrom $\dot{m}_{T,bez}$ und den isentropen Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,is}$ vor. Darüber hinaus fehlen auch bei der Turbine die für die Simulation transienter Fahrzyklen erforderlichen Betriebspunkte im Bereich niedriger Turboladerdrehzahlen und Turbinenmassenströme. Erschwerend kommt bei der Strömungskraftmaschine allerdings noch hinzu, dass diese selbst im vermeintlich stationären Fall bedingt durch die motorauslassseitigen Druck- und Massenspulsationen (Bild 3.3) in einem mehr oder weniger großen Kennfeldbereich betrieben wird (vgl. [93, 170]). Der tatsächliche Arbeitspunkt der Turbine wandert zyklisch aus dem von Standard-Kennfeldern abgedeckten Bereich heraus.

Um die Herstellerkennfelder im Rahmen der Motorprozesssimulation verwenden zu können, ist demnach eine Kennfeldinterpolation und -extrapolation notwendig. Zumeist werden hierzu einfache mathematische Ansätze verwendet. Gängige Verfahren sind bspw. in [64, 129] aufgeführt. Während die Extrapolation der Massenstromkennfelder zu zufriedenstellenden Ergebnissen führen kann, ist eine gesicherte Extrapolation der Wirkungsgradkennfelder auf rein mathematischem Wege kaum möglich. Dies ist darin begründet, dass sich das physikalische Verhalten der Strömungsmaschinen im vom Kennfeld abgedeckten Betriebsbereich und im Extrapolationsbereich unterscheidet. Hier kann zum einen der Einfluss von Wärmeübertragungsprozessen angeführt werden (Punkt 7). Zum anderen ändert der Verdichter im vierten Quadranten des Verdichterkennfeldes (Bild 3.2b), also bei inversen Druckverhältnissen $\Pi_{Vt} \leq 1$, sein Betriebsverhalten. Die Strömungsarbeitsmaschine stellt hier abhängig davon, ob dem Fluidstrom weiterhin Energie zugeführt oder aber entzogen wird, eine einfache Drosselstelle ($\Pi_{Vt} \leq 1$, $P_V \geq 0$) oder eine „abnormale“ Turbine ($\Pi_{Vt} \leq 1$, $P_V < 0$) dar. Für beide Fälle ergeben sich wegen $\Pi_{Vt} \leq 1$ negative isentrope Verdichterwirkungsgrade, welche physikalisch nicht definiert sind. Ein geschlossener Kennfeldansatz, der alle Betriebsarten des Verdichters darstellt, ist auf Basis von Wirkungsgraden demnach nicht realisierbar.

7. **Thermisches Verhalten:** Bei der konstruktiven Auslegung von Abgasturboladern wird dem erheblichen Wärmefluss vom Turbinen- zum Lagergehäuse durch einen Wärmeschutz für die turbinenseitige Lagerung Rechnung getragen. Bei Ladern für Ottomotoren ist aufgrund der hohen thermischen Belastung sogar der Einsatz wassergekühlter Lagergehäuse notwendig. Während man demnach bei der Konstruktion das thermische Verhalten der Aufladekomponenten berücksichtigt, wird sowohl bei der Kennfeldvermessung als auch bei der Modellbildung und Identifikation von adiabaten Verhältnissen ausgegangen. Allerdings haben bereits Rautenberg u. a. [161] und Malobabic [125] vor zwei bzw. nahezu drei Jahrzehnten aufgezeigt, dass der Wärmetransfer von der heißen Turbinen- zur kalten Verdichterseite

das Prozessverhalten des Abgasturboladers insbesondere für kleine Turboladerdrehzahlen und geringe Massenströme beeinflusst. Der Wärmeaustausch kommt also genau in jenen Betriebspunkten zum Tragen, die bei der klassischen Kennfeldvermessung ausgespart bleiben. In den genannten Betriebspunkten ist die Strömungsgeschwindigkeit relativ gering, so dass aufgrund der größeren Verweildauer des Arbeitsgases in den Strömungsmaschinen eine in Relation zur technischen Arbeit größere Wärmemenge übertragen werden kann. Bestimmende Größe der Wärmeübertragungsprozesse ist neben den Massenströmen bzw. der Turboladerdrehzahl die Turbineneintrittstemperatur T_{3t} [125, 161].

8. **Lagerreibung:** Die mechanischen Reibverluste in den Lagern und Wellendichtungen werden durch den mechanischen Wirkungsgrad η_m erfasst. Dieser wird üblicherweise von den Turboladerherstellern nicht gesondert angegeben, sondern mit dem isentropen Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,is}$ zum Turbinengesamtwirkungsgrad

$$\eta_T = \eta_{T,is} \eta_m \quad (3.8)$$

zusammengefasst. Der Turbinengesamtwirkungsgrad wird am Heißgasprüfstand indirekt über den isentropen Verdichterwirkungsgrad ermittelt und gemäß Bild 3.2b als Kennfeld in Abhängigkeit des Turbinendruckverhältnisses $\Pi_T = p_{3t}/p_4$ (total/statisch) und der bezogenen Turboladerdrehzahl $n_{ATL,T,bez}$ bereitgestellt

$$\eta_T = f_{KF}(\Pi_T, n_{ATL,T,bez}). \quad (3.9)$$

Die Reibungsverluste werden somit implizit in Abhängigkeit der Eingangsgrößen des Turbinenkennfeldes modelliert. Nach [15] ist allerdings ein großer Teil der Reibverluste durch die Axiallagerung der Turboladerwelle bedingt und folglich von der axialen Belastungskraft des Lagers abhängig. Diese wiederum ergibt sich aus der Druckverteilung in den Laufrädern von Turbine und Verdichter. Die Vernachlässigung der verdichterseitigen Einflussgrößen führt zu Ungenauigkeiten bei der Leistungsbilanzierung an der Turboladerwelle.

Die unter den Punkten 1 bis 8 genannten Probleme sind den Turboladerherstellern und den Motorenentwicklern zum größten Teil bewusst. Umfassende Lösungen fehlen allerdings bislang.

Die Untersuchung von [93] zielt darauf ab, die Messverfahren am Heißgasprüfstand so zu modifizieren, dass die Testbedingungen am Prüfstand den realen Bedingungen am Verbrennungsmotor möglichst nahe kommen. Hierzu sind speziell ausgestattete Komponentenprüfstände erforderlich, bei denen Druck, Temperatur und Massenstrom über einen weiten Bereich frei vorgeben werden können. Der Messbereich im Turbinenkennfeld wird vergrößert, indem der Verdichter im sog. „closed-loop“ betrieben wird, d. h. der Verdichterausgang über eine Konditioniereinrichtung auf den Verdichtereingang zurückgeführt wird. Die Vermessung des Verdichters im vierten Quadranten lässt sich mittels eines externen Verdichters realisieren, der den zu untersuchenden Turboladerverdichter mit vorkomprimierter Luft versorgt. Mit einer Blende auf der Abstromseite der Turbine kann zudem ein erhöhter Abgasgegendruck durch Abgasnachbehandlungssysteme simuliert werden. Eine grobe Betrachtung der Wärmeverluste der Turbine erfolgt über eine Kennfeldvermessung bei zwei unterschiedlichen Turbineneintrittstemperaturen von $T_3 = 100^\circ\text{C}$ und $T_3 = 600 \dots 700^\circ\text{C}$.

Die erweiterte Turboladervermessung steht auch im Fokus der Arbeit von [168, 169]. Als Versuchsträger dient ein Wastegate-Turbolader für Ottomotoren. Die entwickelte Vermessungsmethode führt die Messdaten von drei unterschiedlichen Turboladerprüfständen zusammen. Mit Hilfe eines closed-loop-Heißgasprüfstandes wird eine Erweiterung des Druckverhältnissbereiches auf Turbinenseite erreicht. Das Betriebsverhalten der Turbine bei niedrigen Turboladerdrehzahlen wird mittels eines Dynamometer-Prüfstandes erfasst. Anders als bei der Messung am Heißgasprüfstand erfolgt hier keine Verfälschung der Messergebnisse durch Wärmeübertragungseffekte im Verdichter. Die Messung der Lagerreibung auf einem Reibleistungsprüfstand ermöglicht die Trennung der aerodynamischen Verluste der Turbine und der mechanischen Reibverluste des Turboladers. Ein besonderes Merkmal stellt die messtechnische Erfassung der Axiallagerkräfte dar (siehe hierzu auch [191]).

Die Studie von [120] konzentriert sich auf das thermische Verhalten des Abgasturboladers. Es wird die Einführung eines „Diabatheitskennfeldes“ vorgeschlagen, welches die Wärmeabgabe der Turbine, die Wärmeaufnahme des Verdichters und die Reibleistung wiedergibt. Das Kennfeld wird aus Messdaten einer Kaltmessung und einer Heißmessung bei verschiedenen Turbineneintrittstemperaturen ermittelt. Die Messungen erfolgen am Brennkammerprüfstand. Eingangsgrößen des Zusatzkennfeldes sind die Turbineneintrittstemperatur und die Turboladerdrehzahl. Auf die Inter- und Extrapolation der gemessenen Turboladerkennfelder wird nicht eingegangen.

Die Untersuchung von Wärmeübertragungsprozessen in einem gegenüber der Umgebung isolierten VTG-Turbolader ist Gegenstand von [40, 41]. Die Vermessung erfolgt am Komponentenprüfstand. Ausgehend von der experimentellen Analyse wird ein stationäres Wärmedurchgangsmodell auf der Basis von Nußelt-Korrelationen hergeleitet. Aufgrund der Wärmeisolation des Versuchsträgers sind die Versuchsergebnisse und das erstellte Modell nur sehr eingeschränkt auf reale, im Kraftfahrzeug verbaute Turbolader übertragbar.

Die Kennfeldinterpolation und -extrapolation steht im Mittelpunkt des FVV-Vorhabens „TC-Gesamtkennfeldbestimmung“ [23, 24, 186], welches einen Mittelweg zwischen kennfeldbasierten Ansätzen und Ansätzen auf Basis der Stromfadentheorie (siehe Abschnitt 3.2.3) verfolgt. Zielsetzung des Vorhabens ist die Extrapolation konventioneller Herstellerkennfelder in den Bereich niedriger Turboladerdrehzahlen sowie die Abbildung des Verdichterverhaltens bis in den vierten Quadranten. Die Grundlage der Kennfeldinterpolation und -extrapolation stellt ein halbempirisches Rechenmodell (Programmpaket „TC_2003“) auf Basis der Stromfadenmethode dar, dessen Parameter anhand der vorgegebenen Kennfelddaten identifiziert werden. Das kalibrierte Modell wird dann zur Inter- und Extrapolation genutzt. Die Berücksichtigung des diabaten Prozessverhaltens erfolgt mittels einfacher empirischer Wärmeübergangsbeziehungen. Eine genauere Analyse der Wärme Flüsse im System Turbolader liefert das parallel durchgeführte FVV-Vorhaben „TC-Wärmeströme“ [27, 28]. Im Rahmen des Vorhabens wird ein dreidimensionales Modell von Verdichter, Turbine und ölgekühltem Lagergehäuse erstellt und mittels eines speziellen Strömungslösers (Conjugate-Verfahren) berechnet. Aufbauend auf den Ergebnissen der Conjugate-Rechnung wird ein 1D-Nußelt-Gesetz formuliert, welches den Wärmeaustausch im Verdichter beschreibt. Ein entsprechender Ansatz für die Wärmeabgabe der Turbine fehlt. Das im Rahmen des Projekts „TC-Gesamtkennfeldbestimmung“ entwickelte Programmpaket „TC_2003“ stellt eine stark ver-

einfachte Variante eines ebenfalls in [186] vorgestellten Modells zur Vorausberechnung der aerodynamischen Leistung von Verdichter und Turbine dar. Das diabate Verhalten der Strömungsmaschinen wird hier durch ein detailliertes eindimensionales Wärmedurchgangsmodell abgebildet. Als Vorläufer der genannten Forschungsprojekte [23, 27, 186] kann die bereits zitierte Arbeit von Malobabic [125] angesehen werden, welche neben einer experimentellen und theoretischen Analyse der diabaten Zustandsänderungen in den Strömungsmaschinen auch ein einfaches stationäres Turboladermodell umfasst.

Einen ähnlichen Ansatz wie den des FVV-Verbundprojektes verfolgt [14, 15]. Auch hier wird die Verwendung einfacher strömungsmechanischer Modelle zur Erweiterung am Heißgasprüfstand vermessener Kennfelder propagiert. Zudem werden der Einfluss von Wärmeübertragungsprozessen sowie die Nachbildung von Lagerreibungsverlusten thematisiert. Detaillierte Modellgleichungen fehlen.

Die bisher angeführten Publikationen liefern Lösungsansätze für die Problemfelder Kennfeldabdeckung (Punkt 6), thermisches Verhalten (Punkt 7), Abgastemperatur (Punkt 3) und Lagerreibung (Punkt 8). Der Einfluss des Abgasgegendrucks auf das Prozessverhalten der Turbine (Punkt 4) wird lediglich von [93] behandelt. Das gemeinsame Merkmal der vorgestellten Modelle besteht darin, dass sie sich auf Messdaten vom Turboladerprüfstand stützen, die entweder unmittelbar in Kennfeldform abgelegt oder aber zur Bestimmung von Regressionskoeffizienten verwendet werden. Bedingt durch die Vermessungsmethode sind die Modellansätze kaum in der Lage, Effekte durch die instationäre Beaufschlagung der Turbine (Punkt 2) zu erfassen. Zudem können sie den unterschiedlichen thermischen Verhältnissen am Heißgasprüfstand und am Verbrennungsmotor (Punkt 5) nicht Rechnung tragen.

Einen grundsätzlich anderen Weg schlagen Ansätze ein, bei denen die Strömungsmaschinen nicht am Turboladerprüfstand sondern am Verbrennungsmotor vermessen werden. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine realistische Beschreibung des Betriebsverhaltens des Turboladers im Zusammenspiel mit dem Motor und behebt bzw. mindert die zuvor genannten Probleme. Je nach technischer Ausstattung des Motorprüfstandes können für die Identifikation sowohl stationäre als auch dynamische Messdaten der Strömungsmaschinen herangezogen werden. Zu den wenigen Arbeiten, welche Motorprüfstandsdaten verwenden, gehört [91]. Die Studie präsentiert erweiterte Verdichter- und Turbinenkennfelder, welche aus Daten einer stationären (Heiß-) Messung am Motorprüfstand ermittelt werden. Das diabate Verhalten des Turboladers wird auf Turbinenseite berücksichtigt. Hierzu wird der Turbinenwirkungsgrad in einen aerodynamischen Wirkungsgrad und in einen Wirkungsgrad, der den Wärmeaustausch widerspiegelt, aufgeteilt. Inverse Verdichtendruckverhältnisse und Lagerreibung werden im Modell nicht berücksichtigt.

3.2.2 Künstliche neuronale Netze

Grundlagen

Künstliche neuronale Netze sind neurobiologisch inspirierte mathematische Modelle, welche die menschliche Fähigkeit imitieren, aus Daten Zusammenhänge zu erlernen. Um die konnektive Leistung biologischer Netze nachzuahmen, werden im Modell mehrere elementaren Verarbeitungseinheiten (künstliche Neuronen) miteinander verschaltet. In der Literatur ist ein breites Spektrum verschiedener Architekturen aufgeführt. Für einen Überblick sowie eine generelle Einführung in das Themengebiet der neuronalen Netze sei auf [30, 46, 68, 141] verwiesen. Für regelungstechnische Anwendungen werden zumeist mehrschichtige, vorwärtsgerichtete Netze (Feed-forward Neural Network, FNN) eingesetzt, die als universelle Approximatoren beliebiger mehrdimensionaler, statischer Nichtlinearitäten aufgefasst werden können. Zu den bekanntesten Vertretern dieses Netztyps gehören mehrschichtige Perzeptron-Netze (MLP) sowie radiale Basisfunktionen-Netze (RBF).

Vorwärtsgerichtete Netze können lediglich statische Zusammenhänge zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen abbilden. Zur Identifikation nichtlinearer dynamischer Systeme wie bspw. des Abgasturboladers müssen die Netze dynamisch erweitert werden. Hierbei kann zwischen der Erweiterung mit externer und interner Dynamik unterschieden werden [83, 141]. Im ersten Fall wird die Dynamik durch eine separate, *externe* Filterbank realisiert, welche die Ein- und Ausgangssignale des Modells verzögert und diese dann dem statischen neuronalen Netz als zusätzliche Eingangsgrößen zur Verfügung stellt (Time-Delay Neural Network, TDNN [139, 213]). Im zweiten Fall ergibt sich das dynamische Verhalten durch Integration dynamischer Elemente in die *innere* Struktur des neuronalen Netzes. Die Modelle weisen somit ein internes Gedächtnis auf und können als nichtlineare Zustandsraummodelle interpretiert werden. Für eine Übersicht siehe [83, 141].

Genereller Nachteil von neuronalen Netzen ist die fehlende Transparenz und Interpretierbarkeit, da lediglich die Ein-/Ausgangsdaten eine physikalische Bedeutung haben („Black-Box“-Modell). Zudem fehlt bei neuronalen Netzen die Möglichkeit, Vorwissen in den Lernprozess zu integrieren. Eine Möglichkeit die Nachteile neuronaler Netze zu überwinden besteht darin, sie mit wissensbasierten und per se interpretierbaren Fuzzy-Systemen [226, 227] zu Neuro-Fuzzy-Systemen zu kombinieren. Eine wichtige Klasse der Neuro-Fuzzy-Systeme stellen lokale Neuro-Fuzzy-Modelle [84, 140, 200] dar. Lokale Neuro-Fuzzy-Modelle führen eine Partitionierung des mehrdimensionalen Eingangsraumes durch und beschreiben das Prozessverhalten in der jeweiligen Partition durch ein einfaches, lokales Teilmodell. Die einzelnen Teilmodelle werden über normierte Zugehörigkeitsfunktionen (z. B. Gaußfunktionen) gewichtet und zu einem Gesamtmodell überlagert. Größte Schwierigkeit bei der Identifikation lokaler Modelle ist die Strukturidentifikation. Am Institut für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt wurde ein inkrementeller Baummodell-Konstruktionsalgorithmus (Local Linear Model Tree, LOLIMOT) [140] entwickelt, der in einem zweistufigen Trainingsverfahren sowohl die Netzstruktur als auch die Parameter der Teilmodelle optimiert. Die Identifikation dynamischer Prozesse wird über den Ansatz externer Dynamik auf ein statisches Problem zurückgeführt.

Diskussion und Literaturüberblick

Neuronale Netze und Neuro-Fuzzy-Modelle ermöglichen eine schnelle, weitgehend automatisierte Identifikation des statischen und dynamischen Verhaltens technischer Prozesse. Die resultierenden Modelle sind recheneffizient und somit für Echtzeitanwendungen geeignet. Neuro-Ansätze zur Nachbildung des Turboladers sind insbesondere dann sinnvoll, wenn nur wenige technische Daten des Versuchsladers vorliegen. Aufgrund der starken Nichtlinearität und der ausgeprägten Prozessdynamik sind zur Erzielung einer hohen Abbildungsgenauigkeit in der Regel große Datenmengen für das Netztraining erforderlich. Die in der Literatur aufgeführten experimentellen Turboladermodelle werden daher mit Messdaten aus dem Fahrversuch bzw. vom dynamischen Motorenprüfstand trainiert und sind damit prinzipiell in der Lage, das tatsächliche Betriebsverhalten nachzubilden.

In [9] wird ein Wastegate-Turbolader mittels RBF- und MLP-Netzen mit interner Dynamik modelliert. Die interne Dynamik wird durch IIR-Filter zweiter Ordnung realisiert. Das Modell ist sehr einfach und bildet lediglich den Ladedruck in Abhängigkeit der Einspritzmenge und der Motordrehzahl ab. Zur Adaption der Netzparameter dienen Motorprüfstandmessungen mit treppenförmiger Anregung der Modelleingangsgrößen.

Einen ähnlichen Ansatz präsentiert [190] zur Nachbildung des stationären und dynamischen Verhaltens eines Festgeometrieladers. Als Netztyp wird LOLIMOT gewählt. Die Trainingsdaten entstammen einem Nutzfahrzeug-Fahrversuch.

Ein experimentelles, dynamisches Modell eines Turboladers mit variabler Turbinengeometrie beschreibt [167]. Im Gegensatz zu den beiden zuvor genannten Modellen werden hier neben dem Ladedruck auch die Verdichteraustrittstemperatur, der Abgasgegendruck und die Turboladerdrehzahl nachgebildet. Modelleingangsgrößen sind der Abgasmassenstrom, die Abgastemperatur und die VTG-Position. Die Bedatung des lokal linearen Modells (LOLIMOT) erfolgt mit Daten einer dynamischen Motorprüfstandsmessung.

Die vorgestellten Modelle sind aufgrund ihrer Ein-/Ausgangsstruktur nicht für eine Integration in das im Rahmen dieser Arbeit erstellte Luft- und Abgaspfadmodell (Bild 2.2) geeignet. Zudem muss die Auswahl und die Anzahl der Modelleingangsgrößen kritisch bewertet werden, da wesentliche Einflussgrößen wie z. B. Frischlufttemperatur und -druck (T_1 , p_1) fehlen. Wärmeübertragungsprozesse und Wellenreibung werden nur implizit in Abhängigkeit der (fraglichen) Modelleingangsgrößen berücksichtigt. Eine grundsätzliche Schwierigkeit bei der Verwendung neuronaler Netze stellt deren beschränkte Extrapolationsfähigkeit dar.

3.2.3 Stromfadenmethode

Grundlagen

Eine Alternative zur experimentellen Modellbildung stellt die Stromfadenmethode [43, 87, 188, 203, 217, 220] dar. Während der Verdichter und die Turbine im Rahmen der konventionellen Mo-

dellierung als Ganzes betrachtet werden (Modellbildung mit konzentrierten Parametern), versucht die Stromfadentheorie die Strömungsbedingungen im Inneren der Turbomaschinen nachzubilden. Die tatsächliche dreidimensionale Strömung, charakterisiert durch das Geschwindigkeitsvektorfeld $\vec{c}(x, y, z, t)$, wird dabei durch eine Stromröhre repräsentiert, welche parallel zur Wandung des Strömungskanals durch den Mittelpunkt des Kanalquerschnitts (Mittenschnitt) verläuft. Im Falle eines infinitesimalen Strömungsquerschnittes dA (Stromfaden) können Geschwindigkeitsgradienten orthogonal zur Hauptströmungsrichtung vernachlässigt werden. Daraus folgt, dass auch Druck, Temperatur und Dichte als konstant über dem Querschnitt angenommen werden können. Die Strömungsgrößen sind damit nur noch eine Funktion der Bogenlänge s und der Zeit t (hier beispielhaft für die Absolutgeschwindigkeit)

$$c = c(s, t). \quad (3.10)$$

Nimmt man vereinfachend quasi-stationäre Strömung an, so entfällt ferner der Zeitbezug, und es gilt:

$$c = c(s). \quad (3.11)$$

Ein großer Vorteil der Stromfadenmethode besteht darin, dass die obengenannten Modellannahmen nicht über den gesamten Strömungspfad innerhalb der Turbomaschinen erfüllt sein müssen, sondern nur für begrenzte Abschnitte. D.h. es wird eine geeignete Ortsdiskretisierung vorgenommen, und die Strömungsgrößen werden lediglich an den gewählten Positionen bzw. Querschnitten berechnet

$$c_k = c(s_k) \quad \text{mit} \quad k = 1 \dots n. \quad (3.12)$$

Zwischen den Abschnitten mit ausgeglichener Strömung kann die Strömung ausgeprägten dreidimensionalen Charakter aufweisen, ohne die Gültigkeit der Berechnung zu beeinträchtigen [192].

Überträgt man die Modellvorstellung konstanter Größen über dem Kanalquerschnitt auf reale Strömungsprobleme mit endlichen Querschnittsflächen, so müssen Abweichungen zwischen Rechnung und Messung in Kauf genommen werden. Die Ergebnisse der Stromfadentheorie stimmen dabei umso weniger mit der Realität überein, je größer der tatsächliche Strömungsquerschnitt ist. Dieser Mangel kann durch Einführung von Korrekturtermen weitgehend behoben werden, welche entweder experimentell oder über eine analytische oder numerische Lösung der strömungsmechanischen Bilanzgleichungen bestimmt werden. Ein bekannter Vertreter dieser Korrekturterme ist der sog. Minderleistungsfaktor bei Verdichtern (siehe Kapitel 3.3.4).

Die Grundlage für die Berechnung der Strömungsmaschinen nach der Stromfadentheorie bilden die drei Hauptsätze der Fluidmechanik: Die Kontinuitätsgleichung, die Energiegleichung und der Drehimpulssatz:

$$\dot{m} = \rho A c = \text{const.} \quad (3.13)$$

$$q + a = h_{\text{ab}} - h_{\text{zu}} + \frac{1}{2} (c_{\text{ab}}^2 - c_{\text{zu}}^2) = h_{\text{ab,t}} - h_{\text{zu,t}}^1 \quad (3.14)$$

$$\vec{L}_{\text{ab}} - \vec{L}_{\text{zu}} = \sum \vec{M}. \quad (3.15)$$

¹Bei Gasströmungen wird die potenzielle Energie üblicherweise vernachlässigt.

Der Drehimpulssatz wird für den Fall, dass kein Moment übertragen wird, auch häufig in der Form des Satzes vom konstanten Drall (Flächensatz)

$$\vec{L}_{\text{zu}} = \vec{L}_{\text{ab}} \quad (3.16)$$

gebraucht. Zu den genannten Grundgleichungen treten empirische Verlustansätze hinzu, welche die Entropieerzeugung durch Reibung, Querschnitts- und Richtungsänderungen erfassen.

Diskussion und Literaturüberblick

Die Stromfadenmethode wird seit Jahrzehnten erfolgreich für die Analyse und den Entwurf von Strömungsmaschinen verwendet. Literatur zu ihrem Einsatz im Rahmen der Motorprozesssimulation ist hingegen rar. Im Vergleich zu kennfeldbasierten Ansätzen und Neuro-Fuzzy-Modellen weisen eindimensionale fluidmechanische Modelle einen höheren Implementierungsaufwand und Rechenbedarf auf. Zudem ist ein größeres Maß an Vorwissen in Form von Geometrieparametern erforderlich.

Der große Vorteil der Methode besteht darin, dass sie das Prozessverhalten der Turbomaschinen weitgehend theoretisch beschreibt, wodurch das Problem der mathematischen Kennfeldinterpolation und -extrapolation gemindert wird bzw. entfällt. Eine hohe Modellgüte ist aber auch hier von der Berücksichtigung des diabaten Prozessverhaltens und von der physikalisch korrekten Nachbildung der Lagerreibung abhängig. Behält man die konventionelle Vermessungsmethode für Turbolader bei, so bleiben die aus den unterschiedlichen Betriebsbedingungen des Abgasturboladers am Komponentenprüfstand und am Verbrennungsmotor resultierenden Schwierigkeiten bestehen (siehe Abschnitt 3.2.1).

Zu den wenigen online-implementierbaren Simulationsmodellen auf Basis der Stromfadentheorie gehören die in [97, 208] aufgeführten Ansätze. In [4] wird lediglich der Verdichter physikalisch nachgebildet, während auf der Turbinenseite ein auf mathematischem Wege extrapoliertes Kennfeld zum Einsatz kommt. Schwachstellen der genannten Ansätze sind die fehlende Berücksichtigung des diabaten Prozessverhaltens, die z.T. stark vereinfachte Beschreibung der Lagerreibung sowie die Identifikation der Modellparameter anhand von Herstellerkennfeldern.

3.2.4 Fazit

Kennfeldansätze können die Forderung nach einer realistischen Beschreibung des Turboladers im Rahmen der Motorprozesssimulation nur bedingt erfüllen. Als Gründe können die unzureichende Vermessungsmethode sowie das unterschiedliche Betriebsverhalten der Strömungsmaschinen am Komponentenprüfstand und am Verbrennungsmotor angeführt werden. Die in der Literatur verfügbaren Modelle und Vermessungsstrategien liefern jeweils Lösungen für einen Teil der diskutierten Problembereiche. Ansätze, die Lösungen für alle genannten Problempunkte bereitstellen, fehlen.

Neuronale Netze bieten prinzipiell die Möglichkeit, das stationäre und das dynamische Verhalten des Abgasturboladers mit hoher Genauigkeit abzubilden. Zu den Nachteilen zählen die beschränkte Extrapolationsfähigkeit neuronaler Strukturen, der hohe Vermessungsaufwand sowie die fehlende Übertragbarkeit der erstellten Modelle.

Das größte Potenzial bieten physikalische Modelle auf Grundlage der Stromfadentheorie. Sie versprechen eine hohe Abbildungsgüte bei moderatem Vermessungs- und Bedatungsaufwand sowie eine einfache Anpassung an veränderte Geometriebedingungen. Die Stromfadenmethode wird daher im Rahmen dieser Arbeit zur Nachbildung des Abgasturboladers angewandt. Das nachfolgend vorgestellte Modell berücksichtigt das diabate Verhalten der Strömungsmaschinen. Reibverluste werden separat durch ein physikalisches Reibmodell quantifiziert. Um die realen Gegebenheiten beim Betrieb des Turboladers am Motor abzubilden, werden die Modellparameter aus Messdaten vom *Motorprüfstand* identifiziert.

3.3 Verdichtermodell

3.3.1 Aufbau und Prozessverhalten des Verdichters

Der Radialverdichter setzt sich aus einem Eintrittskanal, einem rotierenden Laufrad, einem Ringspalt, einem zumeist unbeschaufelten Diffusor (Leitring) sowie einem Spiralgehäuse zusammen. Zur Beschreibung des Systems mittels der Stromfadentheorie werden im Folgenden Strömungsgrößen an verschiedenen Positionen bzw. Querschnitten ($V1 \dots V5$) im Strömungspfad betrachtet. Die gewählten Querschnitte stellen dabei die Systemgrenzen der Hauptkomponenten des Verdichters dar (Bild 3.5).

Der Eintrittskanal hat die Aufgabe, dem Verdichterlaufrad den Fluidstrom möglichst verlustfrei und mit homogener Geschwindigkeitsverteilung zuzuführen. Aufgrund der Querschnittsverengung zum Laufradeintritt hin nimmt die Strömungsgeschwindigkeit zu. Der statische Druck fällt leicht ab. Im Laufrad findet die eigentliche Energieübertragung an das Fluid statt. Geht man von adiabaten Verhältnissen aus, so ist das Verdichterrad die einzige Komponente der Strömungsmaschine, in der die Totalenthalpie ansteigt. Die Strömung tritt axial in das Laufrad ein, wird in radiale Richtung umgelenkt und durch die Drehung des Laufrades in Umfangsrichtung mitgerissen. Absolutströmungsgeschwindigkeit und statischer Druck steigen an. Das Verdichterlaufrad ist in der Regel mit Zwischenschaufeln versehen, um die Führung der Strömung am Laufradaustritt zu verbessern und gleichzeitig die Schaufelversperrung (blockage) am Laufradeintritt zu minimieren [217]. Der Diffusor übernimmt die Funktion, die hohe Strömungsgeschwindigkeit am Laufradaustritt abzubauen und den statischen Druck zu steigern. Er setzt demnach die kinetische Energie der Strömung in Druck um, und sorgt somit für eine maximale (Gesamt-)Druckerhöhung in der Maschine. Üblicherweise wird der schaufellose Leitring parallelwandig, d. h. in gleichbleibender Breite $b_{V3} = b_{V4}$ ausgeführt. Für den erreichbaren statischen Druckaufbau im Plattendiffusor ist dann allein das Durchmesser Verhältnis d_{V4}/d_{V3} die maßgebende geometrische Größe. Der Ringspalt ist ein schmaler, schaufelloser Ringraum zwischen Laufraddruckkante und Diffu-

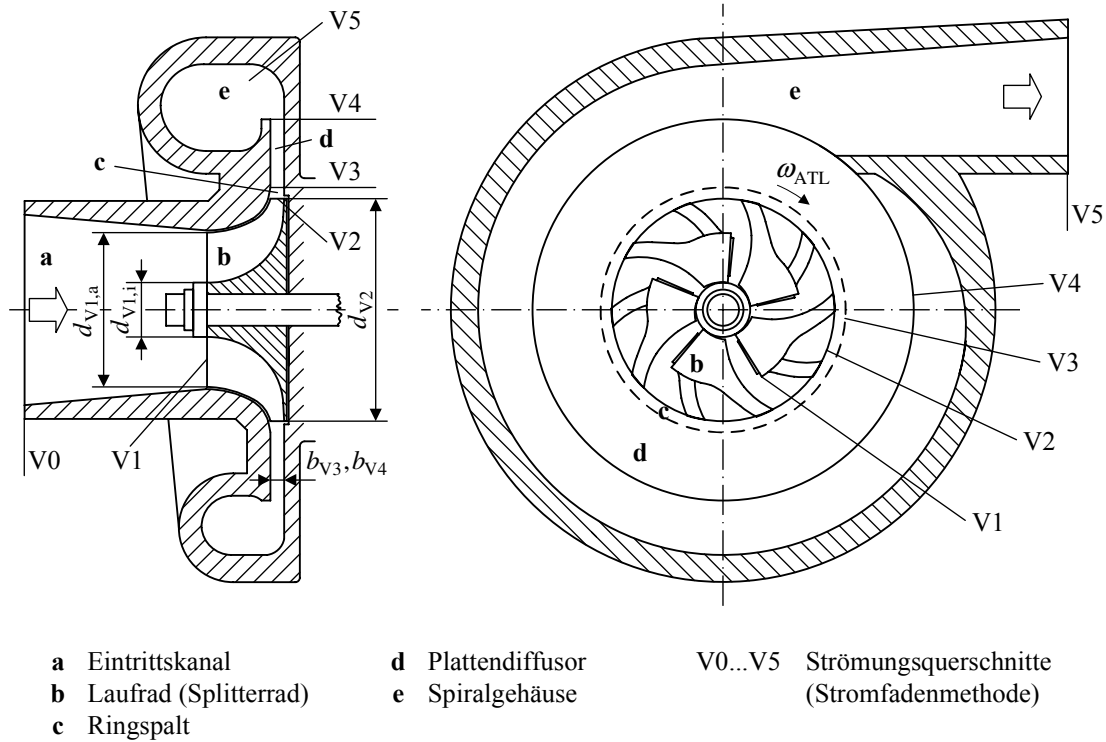


Bild 3.5: Schematischer Aufbau und Indizierung des Radialverdichters

soreintritt, der fertigungstechnische Toleranzen ausgleicht und ein Anstreifen des Laufrades am Gehäuse verhindert. Das Spiralgehäuse sammelt das vom Diffusor abströmende Fluid und leitet es zum Auslass. Zumeist erfährt die Strömung eine weitere, geringe Verzögerung, so dass sich der statische Druck noch einmal leicht erhöht. Die Zustandsänderungen der Ladeluft während des Kompressionsprozesses sind dem h-s-Diagramm, Bild 3.6, zu entnehmen.

3.3.2 Diabater Verdichtungsprozess

Wie bereits angemerkt ruft der Temperaturgradient zwischen der heißen Turbinenseite und der kalten Verdichterseite einen Wärmeeintrag in den Verdichter hervor. Der Verdichtungsprozess verläuft diabatisch. Die Wärmezufuhr an die Ansaugluft erfolgt dabei über den gesamten Strömungspfad vom Eintritt in den Eintrittskanal bis zum Austritt aus dem Spiralgehäuse. Zur Reduktion der Modellkomplexität wird auf eine örtlich aufgelöste Modellierung der Wärmeübertragung verzichtet. Stattdessen wird die übertragene Wärmemenge in zwei Anteile

$$q_V = \frac{\dot{Q}_V}{\dot{m}_V} = q_{VE} + q_{VA} \quad (3.17)$$

aufgespalten, die dem (modellierten) Luftstrom konzentriert an zwei Stellen des Strömungspfad aufgebracht werden [23, 67, 186]. Die spezifische Wärme

$$q_{VE} = h_{V0t} - h_{V0t*} = c_{p,L} (T_{V0t} - T_{V0t*}) \quad (3.18)$$

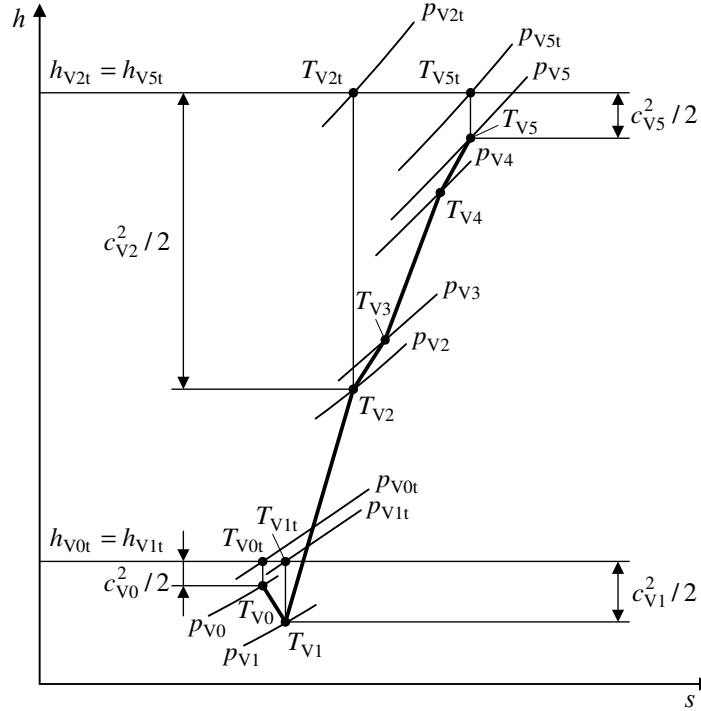


Bild 3.6: Adiabater Verdichtungsprozess im h-s-Diagramm (schematisch, modifiziert nach [217])

entspricht dem Wärmeanteil der am Verdichtereintritt, d. h. vor dem eigentlichen Kompressionsprozess, zugeführt wird. Dahingegen ist

$$q_{VA} = h_{V5t*} - h_{V5t} = c_{p,L} (T_{V5t*} - T_{V5t}) \quad (3.19)$$

der Wärmeanteil, der am Verdichteraustritt von der Luft aufgenommen wird. Beide Wärmeübertragungsprozesse werden als isobar betrachtet. Der Verdichtungsprozess selbst wird entsprechend Abschnitt 3.3.1 als irreversibel adiabat angenommen. Bild 3.7 zeigt das h-s-Diagramm des Gesamtprozesses. Mit dem Sternsymbol „*“ sind Zustandsgrößen vor der eintrittsseitigen Wärmezufuhr q_{VE} bzw. nach der austrittsseitigen Wärmezufuhr q_{VA} gekennzeichnet. Diese Größen bilden auch die Schnittstelle zum Luft- und Abgaspfadmodell.

Die vorgenannte Aufteilung der zugeführten Wärme wird gewählt, da der Ort der Wärmeübertragung für das Prozessverhalten von Bedeutung ist [125]. Der vor der Verdichtung zugeführte Wärmeanteil bewirkt neben der Erhöhung der Verdichteraustrittstemperatur auch eine Erhöhung der Leistungsaufnahme des Verdichters aufgrund von Erhitzungsverlusten. Die Wärmezufuhr nach dem Kompressionsprozess führt lediglich zu einem Anstieg der abstromseitigen Gastemperatur (ohne Einfluss auf die Verdichterleistung). Dieser Zusammenhang wird auch bei Betrachtung der Divergenz der Isobaren im h-s-Diagramm, Bild 3.7, deutlich.

Der üblicherweise am Brennkammerprüfstand aus Temperatur- und Druckmessungen ermittelte Verdichterwirkungsgrad entspricht dem Verhältnis

$$\eta_{Vt,dia} = \frac{\Delta h_{Vt,is*}}{\Delta h_{Vt,dia*}} = \frac{\Delta h_{Vt,is*}}{q_{VE} + \Delta h_{Vt,adi} + q_{VA}}. \quad (3.20)$$

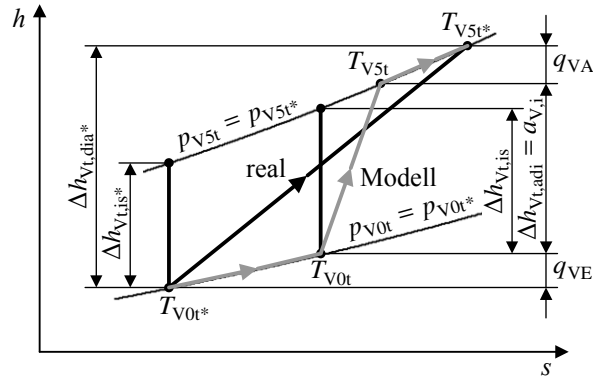


Bild 3.7: Diabater Verdichtergesamtprozess im h-s-Diagramm (schematisch)

Er sollte entsprechend als diabater Wirkungsgrad bezeichnet werden. Es ist offensichtlich, dass dieser Wirkungsgrad ungeeignet ist, die aerodynamische Qualität des Verdichters zu beschreiben, da er neben der spezifischen Verdichterarbeit auch die übertragenen Wärmen einschließt. Nach [161] stellt der Wirkungsgrad $\eta_{Vt,di}$ lediglich eine Kennzahl dar, welche die thermischen Verhältnisse am Verdichter charakterisiert.

Soll die aerodynamische Leistung der Strömungsarbeitsmaschine ermittelt werden, so können anstelle des diabaten Wirkungsgrades $\eta_{Vt,di}$ der adiabate Wirkungsgrad

$$\eta_{Vt,adi} = \frac{\Delta h_{Vt,is}}{\Delta h_{Vt,adi}} \quad (3.21)$$

oder der Leistungswirkungsgrad [23, 67, 186]

$$\eta_{Vt,heat} = \frac{\Delta h_{Vt,is*}}{\Delta h_{Vt,adi}} \quad (3.22)$$

herangezogen werden. Letzterer ersetzt die nicht unmittelbar aus Messdaten bestimmbare isentrope Enthalpiedifferenz $\Delta h_{Vt,is}$ durch die auf den messbaren Eintrittszustand bezogene Enthalpiedifferenz $\Delta h_{Vt,is*}$. In beiden Fällen tritt allerdings das bereits in Abschnitt 3.2.1 angesprochene Problem auf, dass sich bei inversen Verdichterdruckverhältnissen $\Pi_{Vt} < 1$ negative Wirkungsgrade ergeben, welche nicht definiert sind. In dieser Arbeit wird daher auf die Verwendung von Wirkungsgradbeziehungen vollständig verzichtet. Die Berechnung der Verdichterleistung beruht auf dem Drehimpulssatz (Abschnitt 3.3.3). Zur Vereinfachung der Modellbildung und der Identifikation der Wärmeaustauschprozesse wird die Aufteilung des Wärmeeintrags in den Verdichter über den Faktor χ_V entsprechend

$$\begin{aligned} q_{VE} &= \chi_V q_V \\ q_{VA} &= (1 - \chi_V) q_V \\ \text{mit } 0 &\leq \chi_V \leq 1 \end{aligned} \quad (3.23)$$

beschrieben. Es wird hierbei vereinfachend angenommen, dass der Aufteilungsfaktor χ_V nur von Geometriedaten (Bauform) abhängt und somit für einen gegebenen Verdichter als Konstante aufgefasst werden kann.

Auf die Modellierung des Verdichterwärmestromes wird in Abschnitt 3.7 eingegangen.

3.3.3 Verdichterleistung

Für die thermodynamische Betrachtung der Verdichterstufe ist die sog. spezifische innere Arbeit $a_{V,i}$ des Verdichters von Bedeutung. Diese entspricht der über die Turboladerwelle in die Strömungsmaschine eingebrachten Leistung je Massenstromeinheit des Fluids. Sie stimmt mit der adiabaten Enthalpiedifferenz $\Delta h_{Vt,adi}$ überein (Bild 3.7). Die spezifische innere Arbeit $a_{V,i}$ schließt sämtliche *inneren* Verluste wie Schaufelungsverluste (Kanalreibung, Stoßverluste etc.), Spaltverluste und Verluste durch Radseitenreibung ein. Gemäß [151] gilt:

$$a_{V,i} = \frac{P_V}{\dot{m}_V} = \left(1 + \frac{\dot{m}_{V,Sp}}{\dot{m}_V}\right) a_{V,S} + z_{V,Rad}. \quad (3.24)$$

Hierbei steht P_V für die Wellenleistung des Verdichters, \dot{m}_V für den nutzbaren Verdichtermassenstrom, $\dot{m}_{V,Sp}$ für den Spaltverluststrom und $a_{V,S}$ für die spezifische Schaufelarbeit. Der spezifische Radreibungsverlust ist mit $z_{V,Rad}$ bezeichnet. Leckverluste (äußere Spaltverluste) werden an dieser Stelle vernachlässigt, d. h., es gilt $\dot{m}_{V0} = \dot{m}_{V5} = \dot{m}_V$. Die mechanischen Verluste durch Lagerreibung und Reibung in den Lagerdichtungen werden separat betrachtet (siehe Abschnitt 3.6). Bei Anwendung gängiger Modellansätze für die Radseitenreibung [151, 188] liegen die spezifischen Verluste für den verwendeten Versuchslader bei unter 3 % der spezifischen inneren Arbeit und werden daher im Folgenden nicht weiter berücksichtigt. Die Spaltverluste $\dot{m}_{V,Sp}$ können etwa 2 bis 8 % des Maschinendurchsatzes \dot{m}_V betragen [188]. Sie werden vereinfachend als proportional zum Verdichtermassenstrom angesetzt

$$\dot{m}_{V,Sp} = K_{V,Sp} \dot{m}_V \quad \text{mit} \quad K_{V,Sp} = \text{const.}, \quad (3.25)$$

womit Gl. (3.24) in

$$a_{V,i} = (1 + K_{V,Sp}) a_{V,S} \quad (3.26)$$

übergeht.

Zur Berechnung der spezifischen Schaufelarbeit $a_{V,S}$ kann die aus dem Drehimpulssatz (3.15) abgeleitete Hauptgleichung der Turbomaschinen nach Euler herangezogen werden. Im Idealfall vollständig schaufelkongruenter Strömung ergibt sich die spezifische theoretische Schaufelarbeit des Verdichters zu

$$a_{V,S,th} = u_{V2} c_{V2,u,th} - u_{V1} c_{V1,u}. \quad (3.27)$$

Hier steht $c_{V1,u}$ für die Umfangskomponente der Absolutströmung am Laufradeintritt und $c_{V2,u,th}$ für die theoretische Umfangskomponente am Laufradaustritt. Die Größen u_{V1} und u_{V2} bezeichnen die Umfangsgeschwindigkeiten an der Saug- und Druckkante des Laufrades. Die Strömungsverhältnisse sind aus den Geschwindigkeitsplänen in Bild 3.8 ersichtlich. Geht man vom Regelfall drallfreier Zuströmung aus ($c_{V1,u} = 0$), so vereinfacht sich die Gleichung zu

$$a_{V,S,th} = u_{V2} c_{V2,u,th}. \quad (3.28)$$

Die Schaufelarbeit ist somit ausschließlich durch die Strömungsbedingungen an der Druckkante des Laufrades bestimmt. Die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt berechnet sich aus der Turboladerdrehzahl zu

$$u_{V2} = \pi d_{V2} n_{ATL}, \quad (3.29)$$

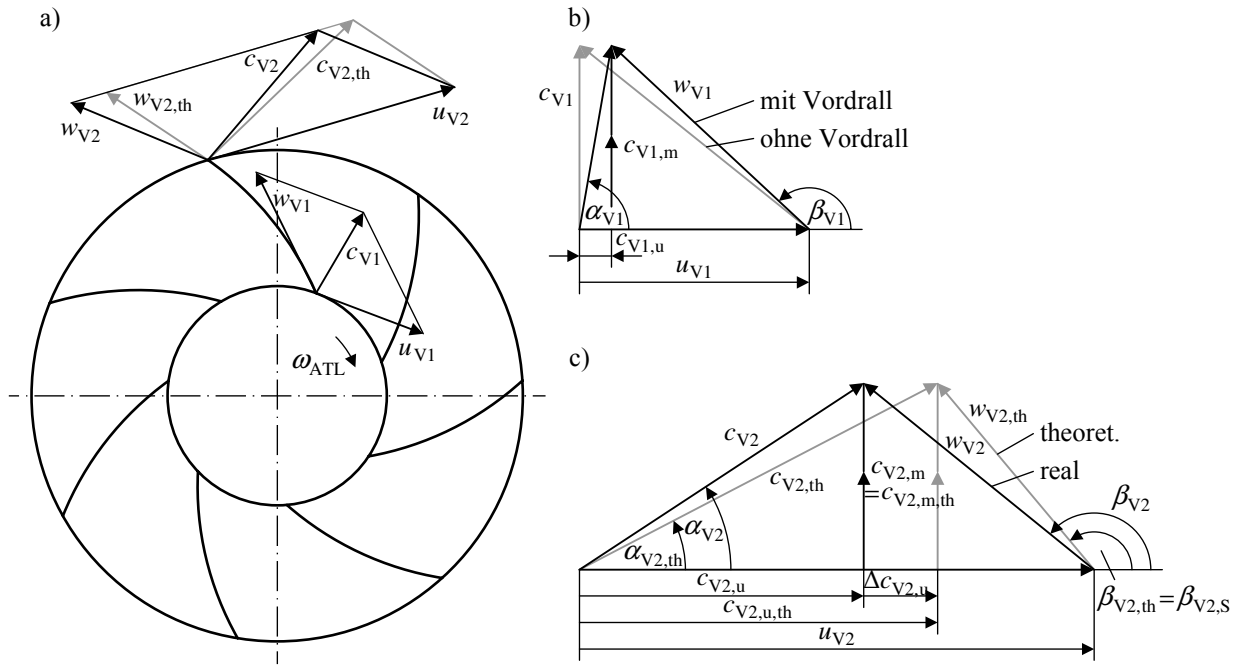


Bild 3.8: Strömungsgeschwindigkeiten im Verdichterlaufrad: a) Übersicht b) Laufradeintritt (Saugkante) c) Laufradaustritt (Druckkante)

wobei d_{V2} den Laufradaußendurchmesser angibt (siehe auch Bild 3.5).

Aus Bild 3.8c kann die theoretische Umfangskomponente der Absolutströmung zu

$$c_{V2,u,th} = u_{V2} + w_{V2,u,th} = u_{V2} + c_{V2,m} \cot \beta_{V2,s} \quad (3.30)$$

bestimmt werden. Hierbei steht $\beta_{V2,s}$ für den geometrischen Laufschaufelwinkel (Metallwinkel) am Laufradaustritt². Bedingt durch die endliche Anzahl von Laufschaufeln folgt die wirkliche Strömung nicht exakt der Laufschaufelkontur, ist also nicht schaufelparallel. Der wahre Strömungswinkel β_{V2} weicht daher vom geometrischen Schaufelwinkel $\beta_{V2,s}$ ab. Die sich ergebende Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit ist stets geringer als im idealen Fall:

$$c_{V2,u} = \mu_V'' c_{V2,u,th} \quad \text{mit} \quad 0 < \mu_V'' < 1. \quad (3.31)$$

Entsprechend ist auch die tatsächliche spezifische Arbeit geringer als die theoretische Arbeit nach Gl. (3.28). Es gilt:

$$a_{V,S} = u_{V2} c_{V2,u} = \mu_V'' u_{V2} c_{V2,u,th}. \quad (3.32)$$

Der sogenannte Minderleistungsfaktor μ_V'' liegt bei Arbeitsmaschinen typischerweise in einem Bereich von 0,6 bis 0,85 [188]. Seine Bestimmung ist Gegenstand von Abschnitt 3.3.4.

Die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{V2,m}$ in Gl. (3.30) berechnet sich aus der Kontinuitätsgleichung unter Vernachlässigung der Schaufelversperrung zu

$$c_{V2,m} = \frac{\dot{m}_V}{\rho_{V2} \pi d_{V2} b_{V2}}. \quad (3.33)$$

²Abweichend von der englischsprachigen Standardliteratur werden die Strömungswinkel in dieser Arbeit grundsätzlich gegenüber der Umfangsrichtung gemessen.

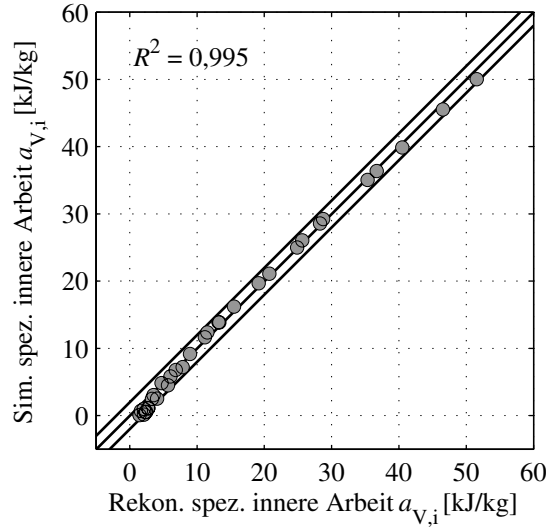


Bild 3.9: Validierung des Verdichterleistungsmodells: Vergleich der aus Messdaten rekonstruierten und der simulierten spezifischen inneren Arbeit $a_{V,i} = P_V / \dot{m}_V$ für Turboladerdrehzahlen $n_{ATL} = 18.000 \dots 120.000$ 1/min; variierte Stellgrößen: VTG-Position $s_{VTG,soll}$ und Motordrehzahl n_{Mot} ; Fahrpedalstellung $\alpha_{ped} = 0$ % (Kaltmessung)

Dabei steht ρ_{V2} für die spezifische Dichte und b_{V2} für die Laufradbreite (Kanalbreite) am Laufradaustritt.

Einsetzen von Gln. (3.29), (3.30) und (3.33) in (3.32) führt auf

$$a_{V,S} = \mu_V'' \left[(\pi d_{V2} n_{ATL})^2 + \frac{\dot{m}_V n_{ATL}}{\rho_{V2} b_{V2}} \cot \beta_{V2,S} \right]. \quad (3.34)$$

Für die gesuchte Verdichterleistung folgt dann aus Gl. (3.26)

$$P_V = (1 + K_{V,Sp}) \dot{m}_V a_{V,S} = \mu_V'' (1 + K_{V,Sp}) \dot{m}_V \left[(\pi d_{V2} n_{ATL})^2 + \frac{\dot{m}_V n_{ATL}}{\rho_{V2} b_{V2}} \cot \beta_{V2,S} \right]. \quad (3.35)$$

Als Unbekannte tritt in den Gln. (3.34) und (3.35) die Dichte ρ_{V2} am Laufradaustritt auf. Diese wird über ein einfaches Leitradverlustmodell (Abschnitt 3.3.5) abgeschätzt. Auf die Bestimmung des Verdichtermassenstroms \dot{m}_V wird in Abschnitt 3.3.7 eingegangen.

Im Vorgriff auf die noch darzustellenden Untermodelle zeigt Bild 3.9 Validierungsergebnisse des abgeleiteten Verdichterleistungsmodells. Gegenübergestellt sind die aus Messdaten rekonstruierte und die simulierte spezifische innere Arbeit $a_{V,i} = P_V / \dot{m}_V$ bei annähernd adiabaten Verhältnissen (Kaltvermessung, siehe Abschnitt 6.4). Der absolute Fehler liegt im Bereich ± 2 kJ/kg. Für das Bestimmtheitsmaß wird ein Wert von $R^2 = 0,995$ ermittelt.

3.3.4 Laufrad-Minderleistung

Wie bereits in Abschnitt 3.3.3 angemerkt, weicht der reale Strömungsverlauf im Laufrad des Verdichters vom theoretischen (idealen) Verlauf ab, der sich für ein Laufrad mit einer unendlich

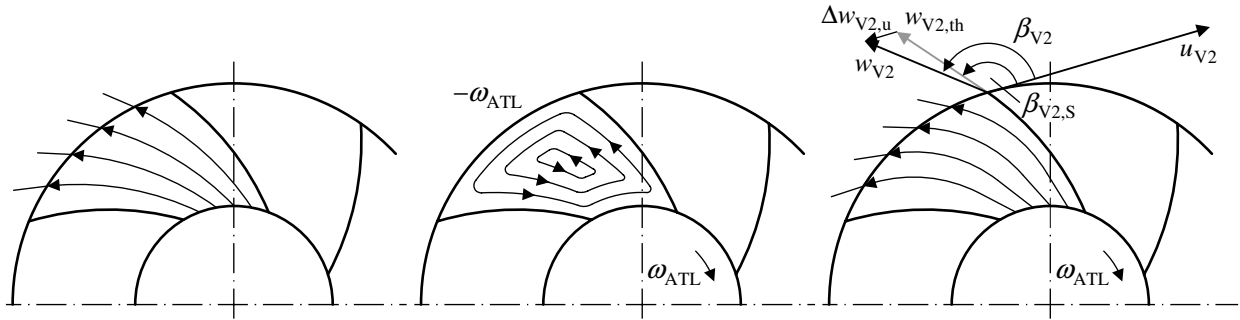


Bild 3.10: Relativströmung im Verdichterlaufrad (modifiziert nach [128]): a) schaufelkonforme Durchflussströmung bei ruhendem Laufrad b) relativer Kanalwirbel c) resultierende Relativströmung

großen Anzahl unendlich dünner Schaufeln ergeben würde. Der Schlupf der Strömung an der Laufraddruckkante kann durch die Existenz eines relativen Kanalwirbels in den Laufradkanälen erklärt werden [43, 151, 188, 220]. Nach den Helmholtz'schen Wirbelsätzen [189] können in einem idealen Fluid – von dem hier zunächst ausgegangen werden soll – Wirbel weder entstehen noch verschwinden. Tritt die Absolutströmung drehungsfrei in das Laufrad ein, so bleibt sie auch bei der Durchströmung der Schaufelkanäle wirbelfrei. Durch die Drehbewegung des Laufrades mit der Winkelgeschwindigkeit ω_{ATL} wird die Strömung allerdings in Umfangsrichtung mitgerissen. Für den Erhalt der Drehungsfreiheit der Absolutströmung muss die Relativströmung folglich eine Rotationsbewegung mit der Winkelgeschwindigkeit $-\omega_{ATL}$, d. h. entgegengesetzt zum Drehsinn des Laufrades, aufweisen. Diese Wirbelbewegung wird als relativer Kanalwirbel bezeichnet.

Die die Laufradkanäle durchsetzende Relativströmung kann gemäß Bild 3.10 als Superposition der Durchflussströmung bei ruhendem Laufrad und des vorgenannten Relativwirbels aufgefasst werden. Da die Geschwindigkeit des Kanalwirbels auf der Schaufelvorderseite der Durchsatzgeschwindigkeit entgegen gerichtet ist, stellen sich dort eine geringe resultierende Relativgeschwindigkeit und ein hoher Druck ein. Auf der Schaufelrückseite sind die Geschwindigkeiten gleichgerichtet. Es ergeben sich eine große resultierende Relativgeschwindigkeit und ein geringer Druck. Die Geschwindigkeits- und Druckunterschiede bewirken ein Abdrängen der Relativströmung entgegen der Umfangsrichtung zur Schaufelrückseite hin. Der Relativströmungswinkel des mittleren Stromfadens am Laufradaustritt vergrößert sich um den Betrag

$$\Delta\beta_{V2} = \beta_{V2} - \beta_{V2,S}. \quad (3.36)$$

Aus der Vergrößerung des Relativströmungswinkels folgt eine Zunahme der Umfangskomponente der Relativströmung um $\Delta w_{V2,u}$ und eine betragsmäßig gleich große Abnahme der Umfangskomponente der Absolutströmung entsprechend

$$\Delta c_{V2,u} = -\Delta w_{V2,u} = c_{V2,u,th} - c_{V2,u}. \quad (3.37)$$

Diese Geschwindigkeitsdifferenz wird auch als Schlupfgeschwindigkeit bezeichnet. Aus der Verringerung der Umfangskomponente der Absolutströmung folgt unmittelbar eine verringerte Dralländerung im Verdichterlaufrad und somit eine geringere Schaufelarbeit als im idealen Fall. Zur

Quantifizierung des Schlupfeffekts wird im Rahmen der Stromfadentheorie der bereits eingeführte Minderleistungsfaktor μ_V'' herangezogen. Dieser ist definiert als das Verhältnis der tatsächlichen spezifischen Schaufelarbeit zur theoretischen Schaufelarbeit bei schaufelkongruenter Strömung. Vernachlässigt man die Saugseitenablenkung, so kann die Beziehung allgemein in die bereits in Gl. (3.31) verwendeten Form

$$\mu_V'' = \frac{a_{V,S}}{a_{V,S,th}} = \frac{c_{V2,u}}{c_{V2,u,th}} \quad (3.38)$$

überführt werden. Einsetzen von Gl. (3.37) in Gl. (3.38) liefert den Zusammenhang

$$\mu_V'' = \frac{c_{V2,u,th} - \Delta c_{V2,u}}{c_{V2,u,th}} = 1 - \frac{\Delta c_{V2,u}}{c_{V2,u,th}}. \quad (3.39)$$

Insbesondere in der englischsprachigen Literatur ist anstelle des Minderleistungsfaktors μ_V'' (work reduction factor) die Verwendung des Schlupffaktors σ_V'' (slip factor) mit

$$\sigma_V'' = \frac{u_{V2} - \Delta c_{V2,u}}{u_{V2}} = 1 - \frac{\Delta c_{V2,u}}{u_{V2}} \quad (3.40)$$

gebräuchlich. Die Umrechnung ist gegeben durch

$$\mu_V'' = \frac{\sigma_V'' + \phi_{V2} \cot \beta_{V2,S}}{1 + \phi_{V2} \cot \beta_{V2,S}} \quad (3.41)$$

bzw.

$$\sigma_V'' = \mu_V'' - (1 - \mu_V'') \phi_{V2} \cot \beta_{V2,S}, \quad (3.42)$$

wobei $\phi_{V2} = c_{V2,m}/u_{V2}$ für die Meridianflussszahl steht.

Die Bestimmung des Minderleistungs- bzw. des Schlupffaktors ist seit Jahrzehnten Gegenstand der Forschung. Entsprechend zahlreich sind die in der Literatur aufgeführten Ansätze. Sie können in empirische Ansätze [221], semi-physikalische Ansätze [48, 151, 198] sowie theoretische Ansätze [33, 193] unterteilt werden. Im Folgenden wird auf die mathematisch exakte, potenzialtheoretische Lösung des Strömungsproblems nach Busemann [33] zurückgegriffen. Busemann gibt für die Schaufelarbeit einer Kreiselpumpe mit logarithmisch-spiraligem Schaufelstern bei drallfreier Zuströmung die Beziehung

$$a_{V,S} = h_0 u_{V2}^2 + h_v u_{V2} c_{V2,m} \cot \beta_{V2,S} \quad (3.43)$$

an. Hieraus ergibt sich der Minderleistungsfaktor zu

$$\mu_V'' = \frac{a_{V,S}}{a_{V,S,th}} = \frac{h_0 + h_v \phi_{V2} \cot \beta_{V2,S}}{1 + \phi_{V2} \cot \beta_{V2,S}}. \quad (3.44)$$

Die Faktoren h_0 und h_v sind Funktionen des Radienverhältnisses r_{V1}/r_{V2} , des Laufschaufelwinkels $\beta_{V2,S}$ sowie der Schaufelzahl z_V'' . Sie sind in der Publikation von Busemann in Kurvenform dargestellt

$$h_0 = f\left(\frac{r_{V1}}{r_{V2}}, \beta_{V2,S}, z_V''\right) \quad (3.45)$$

$$h_v = g\left(\frac{r_{V1}}{r_{V2}}, \beta_{V2,S}, z_V''\right). \quad (3.46)$$

Wie in Abschnitt 3.3.1 erläutert, ist das Laufrad des Verdichters mit Zwischenschaufeln ausgestattet. Um den Busemann'schen Ansatz für diese Laufradform anwenden zu können, wird für die Schaufelzahl z_V'' ein effektiver Wert

$$z_V'' = z_{V,\text{eff}}'' = z_{V,\text{VS}}'' + z_{V,\text{ZS}}'' \frac{L_{V,\text{ZS}}}{L_{V,\text{VS}}} \quad (3.47)$$

angesetzt [7]. Hierbei bezeichnet $z_{V,\text{VS}}''$ die Anzahl der Vollschaufeln und $z_{V,\text{ZS}}''$ die Anzahl der Zwischenschaufeln. Die Größen L_{VS} und L_{ZS} geben jeweils die meridionale Länge der Voll- bzw. Zwischenschaufeln an. Mit $z_{V,\text{VS}}'' = z_{V,\text{ZS}}'' = 5$ und $\frac{L_{\text{ZS}}}{L_{\text{VS}}} \approx 0.6$ ergibt sich für den Versuchslader $z_V'' = 8$.

Für Radienverhältnisse

$$\frac{r_{V1}}{r_{V2}} \leq \frac{1}{\exp\left(\frac{2\pi \sin \beta_{V2,S}}{z_{V2}''}\right)} \quad (3.48)$$

nimmt der Faktor h_v den Wert Eins an. Der Faktor h_0 entspricht dann dem Schlupffaktor σ_V'' , wie ein Vergleich von Gl. (3.44) und Gl. (3.41) zeigt. Für die Schlupfgeschwindigkeit $\Delta c_{V2,u}$ folgt aus Gl. (3.40)

$$\Delta c_{V2,u} = (1 - h_0) u_{V2}. \quad (3.49)$$

Der Ansatz von Busemann gilt wie bereits angeführt für Verdichterlaufräder mit logarithmisch-spiralig gekrümmten Schaufeln sowie unter der vereinfachenden Annahme zweidimensionaler idealer Strömung. Um den abweichenden Geometriebedingungen des Versuchsladers Rechnung zu tragen und Reibungs- und Kompressibilitätseinflüsse zu quantifizieren, wird der Korrekturfaktor F_V'' eingeführt

$$\Delta c_{V2,u} = F_V'' (1 - h_0) u_{V2}. \quad (3.50)$$

Die Auswertung von Messdaten liefert für den Korrekturfaktor den empirischen Zusammenhang

$$F_V'' = (k_1 + k_2 \phi_{V2} + k_3 \phi_{V2}^2) \left(\frac{Re_{VU}}{Re_{\text{ref}}} \right)^{k_4}. \quad (3.51)$$

Hierbei entspricht ϕ_{V2} wiederum der Meridianflusszahl und Re_{VU} der Umfangs-Reynoldszahl. Die Umfangs-Reynoldszahl wird mit den Stoffgrößen am Verdichtereintritt gebildet

$$Re_{VU} = \frac{u_{V2} d_{V2}}{\nu_L(T_{V0})} = \frac{\rho_{V0} u_{V2} d_{V2}}{\eta_L(T_{V0})}. \quad (3.52)$$

Bild 3.11 zeigt einen Vergleich der aus Messdaten rekonstruierten und der nach Gl. (3.50) berechneten Schlupfgeschwindigkeit. Ergänzend ist die originäre Busemann'sche Korrelation (3.49) eingetragen. Es ist ersichtlich, dass die Einführung des Korrekturfaktors F_V'' zu einer deutlichen Erhöhung der Abbildungsgenauigkeit führt.

3.3.5 Leitradverluste

Die Leitradverluste des Verdichters setzen sich aus den Strömungsverlusten im schaufellosen Difusor und im Spiralgehäuse zusammen. Zur Quantifizierung der Verluste wird in der Regel der

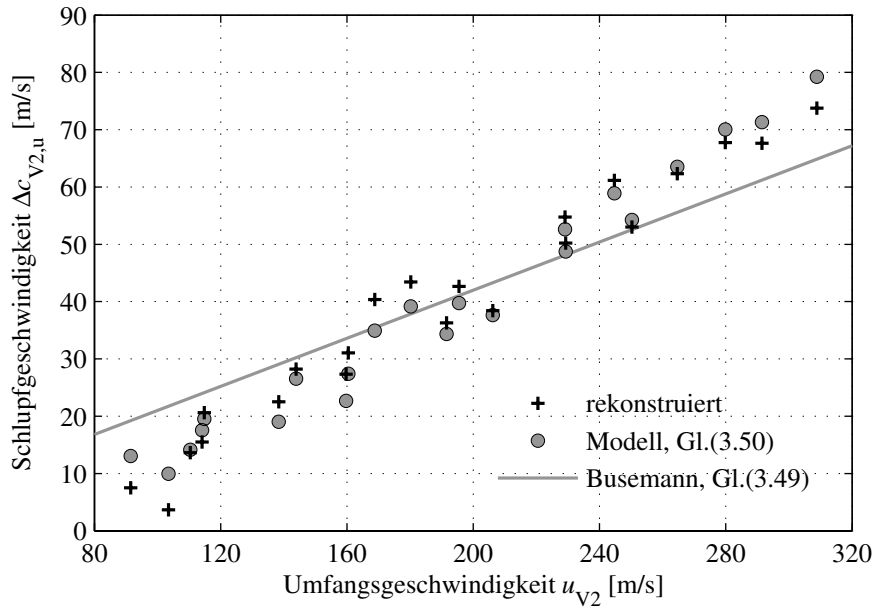


Bild 3.11: Vergleich der aus Messdaten rekonstruierten und der berechneten Schlupfgeschwindigkeit am Laufradaustritt des Verdichters

Druckbeiwert C_V verwendet [87, 220]. Dieser setzt den statischen Druckanstieg in Relation zum dynamischen Druck am Eintritt der Leitvorrichtung. Für den Diffusor ergibt sich³

$$C_{V,D} = \frac{p_{V4} - p_{V2}}{0,5 \rho_{V2} c_{V2}^2}. \quad (3.53)$$

Geht man zunächst von inkompressibler Strömung aus, so folgt für den idealen, d. h. verlustfreien Diffusor aus dem Flächensatz (3.16) und der Kontinuitätsgleichung (3.13)

$$C_{V,D,ideal} = 1 - \left(\frac{c_{V4}}{c_{V2}} \right)^2 = 1 - \left(\frac{d_{V2}}{d_{V4}} \right)^2 \frac{1 + \left(\frac{b_{V2}}{b_{V4}} \right)^2 \tan^2 \alpha_{V2}}{1 + \tan^2 \alpha_{V2}}. \quad (3.54)$$

Hierbei steht α_{V2} für den Absolutströmungswinkel am Laufradaustritt. Unter der Annahme eines parallelwandigen Leitkanals ($b_{V2} = b_{V3} = b_{V4}$) vereinfacht sich Gl. (3.54) zu

$$C_{V,D,ideal} = 1 - \left(\frac{d_{V2}}{d_{V4}} \right)^2. \quad (3.55)$$

Der Druckbeiwert des idealen Plattendiffusors wird somit lediglich durch das Durchmesser Verhältnis d_{V4}/d_{V2} bestimmt. Dieses beträgt beim gegebenen Diffusor $d_{V4}/d_{V2} = 1,70$, wodurch sich ein Wert von $C_{V,D,ideal} = 0,65$ ergibt. Der tatsächliche im einem Diffusor erreichbare Druckaufbau ist bedingt durch Dissipationseffekte und Grenzschichtablösung geringer als im idealen Fall

$$C_{V,D} = C_{V,D,ideal} - \xi'_{V,D}. \quad (3.56)$$

³Die Druckänderung im schmalen Ringspalt zwischen Lauf- und Leitrad wird dem Diffusor zugerechnet.

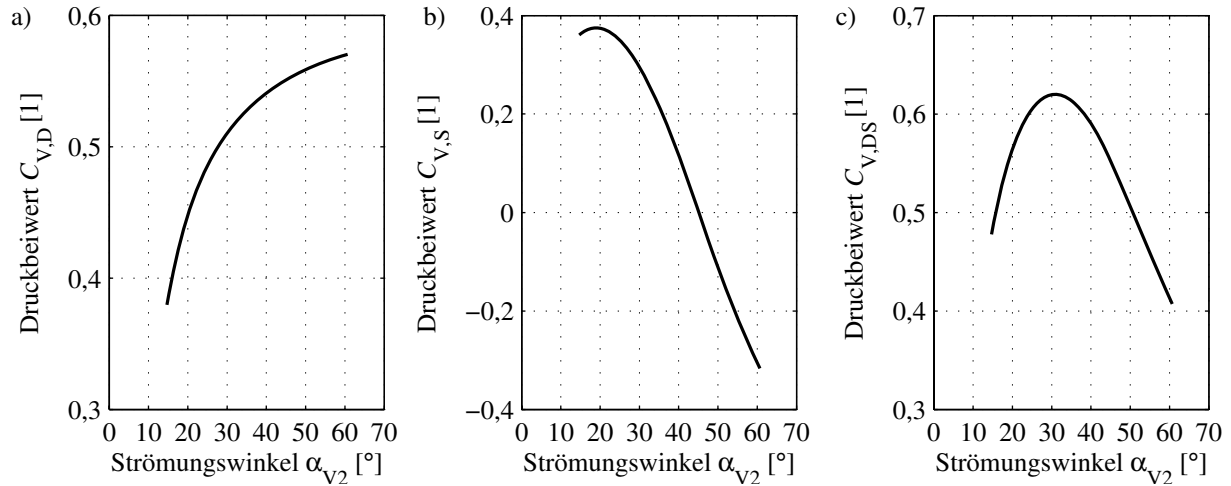


Bild 3.12: Rechenergebnisse des Leitradverlustmodells: a) Druckbeiwert des Diffusors b) Druckbeiwert des Spiralgehäuses c) Druckbeiwert von Diffusor und Spiralgehäuse (kombiniert); Rechenpunkt $n_{ATL} = 80.000 \text{ 1/min}$, $\rho_{V2} = 1,18 \text{ kg/m}^3$, $\rho_{V4} = 1,22 \text{ kg/m}^3$

Hierbei bezeichnet $\xi'_{V,D}$ den sogenannten Druckverlustbeiwert [87]. Dieser lässt sich in Anlehnung an [165] als Funktion des Durchmesser-Verhältnisses d_{V4}/d_{V2} , des Breiten-zu-Durchmesser-Verhältnisses b_{V2}/d_{V2} und des Absolutströmungswinkels α_{V2} angeben

$$\xi'_{V,D} = c_R \left[\frac{d_{V2}}{b_{V2}} \left(1 - \frac{d_{V2}}{d_{V4}} \right) \frac{1}{\sin \alpha_{V2}} \right] \quad \text{mit} \quad c_R = \frac{k_1}{Re_{V2}^{k_2}}. \quad (3.57)$$

Der Faktor c_R stellt einen Reibungskoeffizienten dar. Über dessen Parameter k_1 und k_2 erfolgt eine Anpassung der Korrelation an Messdaten. Die Reynoldszahl Re_{V2} in Gl. (3.57) ist nach [165] zu

$$Re_{V2} = \frac{c_{V2} b_{V2}}{2 \nu_L(T_{V2})} = \frac{\rho_{V2} c_{V2} b_{V2}}{2 \eta_L(T_{V2})} \quad (3.58)$$

definiert. Bild 3.12a zeigt den Verlauf des Druckbeiwerts $C_{V,D}$ über dem Absolutströmungswinkel α_{V2} . Der Druckbeiwert weist im betrachteten Betriebsbereich stets positive Werte auf (Druckaufbau) und nimmt mit dem Laufradabströmungswinkel zu.

Analog zu den Gln. (3.53) bis (3.56) lassen sich die Druckverluste im Spiralgehäuse durch die Beziehungen

$$C_{V,S} = \frac{p_{V5} - p_{V4}}{0,5 \rho_{V4} c_{V4}^2} \quad (3.59)$$

$$C_{V,S,\text{ideal}} = 1 - \left(\frac{c_{V5}}{c_{V4}} \right)^2 = 1 - \left(\frac{A_{V4}}{A_{V5}} \right)^2 \frac{\tan^2 \alpha_{V4}}{1 + \tan^2 \alpha_{V4}} \quad (3.60)$$

$$C_{V,S} = C_{V,S,\text{ideal}} - \xi'_{V,S} \quad (3.61)$$

beschreiben. Anders als im Diffusor wird die Strömung in der Spirale abhängig vom Massendurchsatz entweder verzögert oder beschleunigt [87]. Entsprechend kommt es zu einem Druckanstieg bzw. Druckabfall im Spiralgehäuse. Zur Nachbildung der Betriebscharakteristik wird ein

einfacher Verlustansatz für inkompressible Fluide ($\rho_{V4} \approx \rho_{V5}$) nach [86] herangezogen. Dieser berücksichtigt Meridianströmungsverluste und Diffusionsverluste. Reibungsverluste werden vernachlässigt. Der Ansatz beruht auf drei einfachen Annahmen:

1. Die kinetische Energie der meridionalen Strömungskomponente am Spiraleintritt wird vollständig dissipiert.

$$\xi'_{V,S,m} = \frac{0,5\rho_{V4}c_{V4,m}^2}{0,5\rho_{V4}c_{V4}^2} = \frac{\tan^2 \alpha_{V4}}{1 + \tan^2 \alpha_{V4}} \quad (3.62)$$

2. Wird die Strömung in der Spirale beschleunigt ($c_{V5} > c_{V4,u}$), so treten keine zusätzlichen Verluste (insbesondere keine Diffusionsverluste) auf.

$$\xi'_{V,S,dif} = 0 \quad (3.63)$$

3. Wird die Strömung in der Spirale verzögert ($c_{V5} < c_{V4,u}$), so entspricht der Totaldruckverlust dem Strömungsverlust in einer unstetigen Querschnittserweiterung⁴.

$$\xi'_{V,S,dif} = \frac{0,5\rho_{V4}(c_{V4,u} - c_{V5})^2}{0,5\rho_{V4}c_{V4}^2} = \frac{\left(1 - \frac{A_{V4}}{A_{V5}} \tan \alpha_{V4}\right)^2}{1 + \tan^2 \alpha_{V4}} \quad (3.64)$$

Für die Gesamtverluste ergibt sich

$$\xi'_{V,S} = \begin{cases} \xi'_{V,S,m} & \text{für } c_{V5} \geq c_{V4,u} \\ \xi'_{V,S,m} + \xi'_{V,S,dif} & \text{für } c_{V5} < c_{V4,u}. \end{cases} \quad (3.65)$$

Einsetzen der Gln. (3.60) und (3.62) bis (3.65) in Gl. (3.61) liefert für den Druckbeiwert des Spiralgehäuses

$$C_{V,S} = \begin{cases} \frac{1 - \left(\frac{A_{V4}}{A_{V5}}\right)^2 \tan^2 \alpha_{V4}}{1 + \tan^2 \alpha_{V4}} & \text{für } \frac{A_{V4}}{A_{V5}} \tan \alpha_{V4} \geq 1 \\ \frac{2 \frac{A_{V4}}{A_{V5}} \left(\tan \alpha_{V4} - \frac{A_{V4}}{A_{V5}} \tan^2 \alpha_{V4}\right)}{1 + \tan^2 \alpha_{V4}} & \text{für } \frac{A_{V4}}{A_{V5}} \tan \alpha_{V4} < 1. \end{cases} \quad (3.66)$$

Der noch unbekannte Absolutströmungswinkel am Diffusoraustritt (bzw. Spiraleintritt) α_{V4} wird über den erweiterten Flächensatz [151, 188] abgeschätzt

$$\tan \alpha_{V4} = \frac{\rho_{V2}b_{V2}}{\rho_{V4}b_{V4}} \left(\tan \alpha_{V2} + \frac{\lambda}{8b_{V2}}(d_{V4} - d_{V2}) \right), \quad (3.67)$$

wobei λ eine die Reibung und sonstige Verluste berücksichtigende Widerstandszahl bezeichnet. Sie wird gemäß [151] zu $\lambda = 0,04$ gesetzt.

Bild 3.12b stellt den Druckbeiwert des Spiralgehäuses $C_{V,S}$ als Funktion des Absolutströmungswinkels α_{V2} dar. Es ist zu erkennen, dass die Strömung in der Spirale ab einem Absolutströmungswinkel von $\alpha_{V2} \approx 45^\circ$ beschleunigt wird und sich folglich ein negativer Druckbeiwert $C_{V,S}$ ergibt.

⁴Siehe hierzu z. B. [189]

Für Strömungswinkel kleiner 45° wirkt das Spiralgehäuse wie ein Diffusor. Der Druckbeiwert $C_{V,S}$ ist positiv.

Ergänzend ist in Bild 3.12c der kombinierte Druckbeiwert des Diffusors und der Spirale

$$C_{V,DS} = \frac{p_{V5} - p_{V2}}{0,5\rho_{V2}c_{V2}^2} = C_{V,D} + \frac{\rho_{V4}c_{V4}^2}{\rho_{V2}c_{V2}^2}C_{V,S} \quad (3.68)$$

angegeben. Durch den zusätzlichen Druckgewinn im Spiralgehäuse liegt der kombinierte Druckbeiwert $C_{V,DS}$ für kleine Abströmwinkel α_{V2} über dem des Diffusors. Für große Abströmwinkel α_{V2} kommt der negative Druckbeiwert der Spirale zum Tragen und lässt den kombinierten Druckbeiwert stark abfallen.

Sind die Druckverlustbeiwerte $C_{V,D}$ und $C_{V,S}$ der Leitvorrichtungen bestimmt, so kann der Druck am Laufradaustritt über die Beziehung

$$p_{V2} = p_{V5} - 0,5\rho_{V2}c_{V2}^2C_{V,D} - 0,5\rho_{V4}c_{V4}^2C_{V,S} \quad \text{mit} \quad \rho_{V4} \approx \rho_{V5} \quad (3.69)$$

berechnet werden. Die gesuchte Dichte ρ_{V2} ergibt sich mittels der idealen Gasgleichung. Die in die Gasgleichung einzusetzende Temperatur

$$T_{V2} = \frac{h_{V2t} - 0,5c_{V2}^2}{c_{p,L}} = \frac{h_{V0t} + \Delta h_{Vt,adi} - 0,5c_{V2}^2}{c_{p,L}}. \quad (3.70)$$

lässt sich aus der Enthalpiebilanz des Laufrades bestimmen. In die Berechnung der Dichte ρ_{V2} gehen sowohl die totale Enthalpiedifferenz $\Delta h_{Vt,adi}$ als auch die Strömungsgrößen am Laufradaustritt ein, welche wiederum von ρ_{V2} abhängen. Da eine analytische Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems nicht möglich ist, muss ein numerisches Lösungsverfahren herangezogen werden. Aufgrund der einfachen Implementierung wird ein gewöhnliches Iterationsverfahren

$$\rho_{V2,j+1} = f(\rho_{V2,j}) \quad j = 0, 1, 2, \dots; \rho_{V2,0} \text{ gegeben} \quad (3.71)$$

verwendet. Bild 3.13 veranschaulicht den Berechnungsgang. Das Verfahren konvergiert schnell. In der Regel ist bereits nach zwei Iterationen eine Genauigkeit von 0,5 % erreicht. Durch Vorgabe einer entsprechend klein gewählten, maximalen Iterationszahl kann ein quasi-deterministisches Verhalten realisiert werden, womit sich der iterative Ansatz auch für die Echtzeitsimulation eignet.

3.3.6 Verdichteraustrittsenthalpie

Für die Änderung der Totalenthalpie im Verdichter kann aus Bild 3.7 abgelesen werden

$$\Delta h_{Vt,dia*} = h_{V5t*} - h_{V0t*} = q_{VE} + \Delta h_{Vt,adi} + q_{VA}, \quad (3.72)$$

wobei die adiabate Enthalpiedifferenz gerade der spezifischen inneren Arbeit entspricht

$$\Delta h_{Vt,adi} = a_{V,i}. \quad (3.73)$$

Auflösen von Gl. (3.72) nach der spezifischen Enthalpie am Verdichteraustritt führt auf

$$h_{V5t*} = h_{V0t*} + \frac{P_V + \dot{Q}_V}{\dot{m}_V}. \quad (3.74)$$

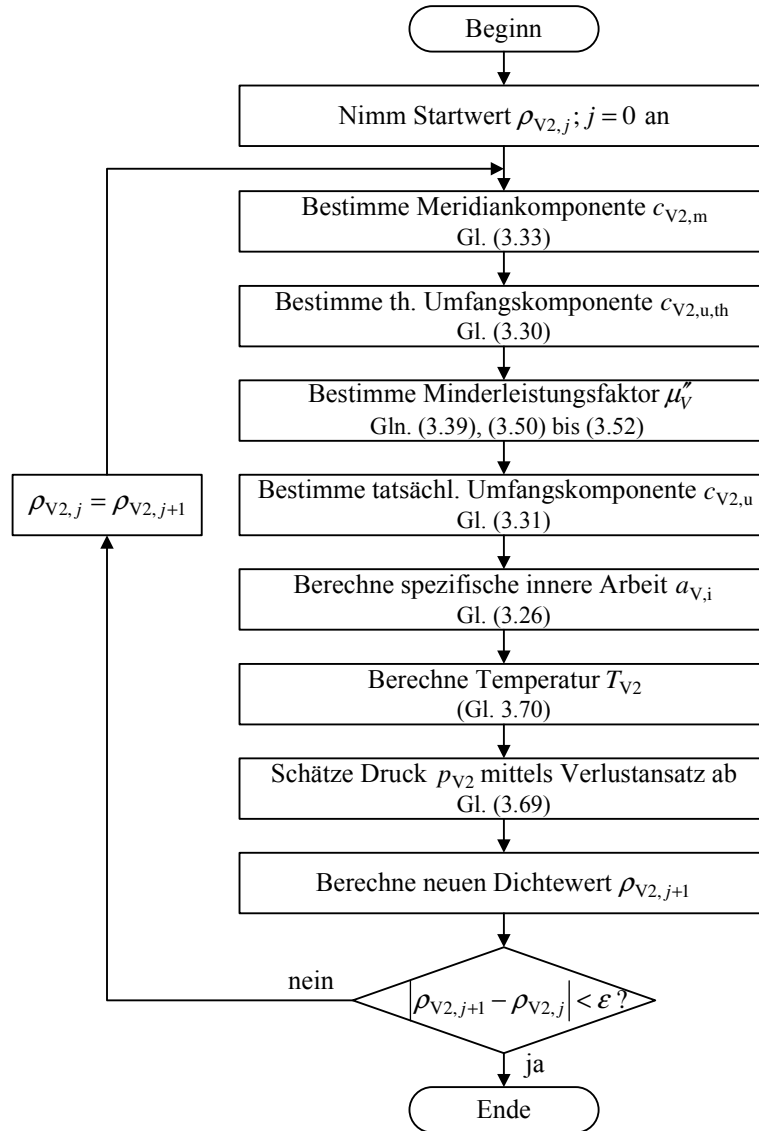


Bild 3.13: Iterative Berechnung der Dichte am Laufradaustritt (Flussplan)

3.3.7 Verdichtermassenstrom

Prinzipiell besteht die Möglichkeit, den Verdichtermassenstrom über die isentrope Zustandsgleichung

$$\Pi_{Vt} = \frac{p_{V5t}}{p_{V0t}} = \left(\frac{T_{V5t, is}}{T_{V0t}} \right)^{\frac{\kappa_L}{\kappa_L - 1}} = \left(1 + \frac{\Delta h_{Vt, is}}{c_{p, L} T_{V0t}} \right)^{\frac{\kappa_L}{\kappa_L - 1}} = \left(1 + \frac{\Delta h_{Vt, adi} - \Delta h_{V, loss}}{c_{p, L} T_{V0t}} \right)^{\frac{\kappa_L}{\kappa_L - 1}} \quad (3.75)$$

mit

$$\Delta h_{Vt, adi} = a_{V, i} = f(\dot{m}_V, n_{ATL}, \dots) \quad (3.76)$$

$$\Delta h_{V, loss} = \Delta h'_{V, loss} + \Delta h''_{V, loss} \quad (3.77)$$

$$\Delta h'_{V, loss} = g(\dot{m}_V, n_{ATL}, \dots) \quad (3.78)$$

$$\Delta h''_{V, loss} = h(\dot{m}_V, n_{ATL}, \dots) \quad (3.79)$$

zu bestimmen, der die Prozessgrößen Totaldruckverhältnis Π_{Vt} , Turboladerdrehzahl n_{ATL} und Massenstrom \dot{m}_V in Relation setzt. Der Zusammenhang gilt allgemein, d.h. auch für inverse Druckverhältnisse $\Pi_{Vt} \leq 1$. Das Auflösen von Gl. (3.75) nach dem Massenstrom \dot{m}_V erfordert ein mehrstufiges iteratives Vorgehen bzw. die Verwendung eines Gleichungslösers. Zudem müssen die Gesamtenthalpieverluste des Verdichters $\Delta h_{V,loss}$ exakt quantifiziert werden. Diese setzen sich aus den Laufradverlusten $\Delta h''_{V,loss}$ und den bereits in Abschnitt 3.3.5 behandelten Leitradverlusten $\Delta h'_{V,loss}$ zusammen. Erstere teilen sich weiter in Reibungsverluste, Stoßverluste, Diffusionsverluste usw. auf, welche über empirische Verlustmodelle beschrieben werden. Für eine Übersicht sei auf [217, 220] verwiesen.

Die separate Identifikation der Teilverluste aus Ein-/Ausgangsdaten muss kritisch bewertet werden (siehe auch [134, 217]), da die einzelnen Teilmodelle eine ähnliche Struktur bzw. gleiche Regressoren aufweisen. Um den hohen Berechnungsaufwand des physikalischen Modells und die Unsicherheit bei der Bestimmung der Modellparameter zu umgehen, wird nachfolgend auf ein semi-physikalisches Modell zur Nachbildung des Verdichtermassenstromes zurückgegriffen.

Zur mathematischen Beschreibung der Strömung im Verdichter bestehen grundsätzlich zwei Möglichkeiten. Zum einen kann entsprechend Gl. (3.6) der bezogene Verdichtermassenstrom über dem Totaldruckverhältnis dargestellt werden, wobei die bezogene Verdichterdrehzahl als Parameter fungiert. Dieser Ansatz sei in Übereinstimmung mit [134] als Modell I bezeichnet

$$\text{Modell I:} \quad \dot{m}_{V,bez} = f_I(\Pi_{Vt}, n_{ATL,V,bez}).$$

Zum anderen lässt sich das Totaldruckverhältnis als Funktion des bezogenen Massenstromes und der bezogenen Drehzahl angeben

$$\text{Modell II:} \quad \Pi_{Vt} = f_{II}(\dot{m}_{V,bez}, n_{ATL,V,bez}).$$

Der zweite Modellansatz stimmt mit dem typischen Aufbau des Verdichterkennfeldes überein (siehe Bild 3.2a). Mit Modell II ist eine deutlich höhere Abbildungsgenauigkeit zu erreichen, da die Linien konstanter bezogener Verdichterdrehzahlen im relevanten Arbeitsbereich des Verdichters nahezu horizontal verlaufen und sich somit Fehler in den Eingangsgrößen bzw. Modellfehler nur geringfügig im Totaldruckverhältnis äußern. Im Gegensatz hierzu stellen sich im Modell I, welches der Inversion von Modell II entspricht, auf Grund der nahezu senkrecht verlaufenden Drehzahlkennlinien schon bei kleinen Abweichungen im Druckverhältnis bzw. bei geringen Modellungenauigkeiten große Fehler im Massenstrom ein. Hinzu kommt bei Modell I das Problem, dass sich im Falle zur Pumpgrenze leicht abfallender Drehzahlkennlinien zwei Lösungen für den Verdichterdurchsatz ergeben und eine nachfolgende Fallunterscheidung bedingen [134, 208].

Den Vorzügen des Modells II steht allerdings der Nachteil entgegen, dass es sich nicht unmittelbar in die Modellstruktur des Luft- und Abgaspfades gemäß Bild 2.2 einfügt. Um den Modellansatz im Folgenden dennoch anwenden zu können, wird der Verdichtermassenstrom als weitere Modellzustandsgröße eingeführt und über den Impulssatz für strömende Fluide bestimmt. Die Grundlage der Berechnung bildet das in Bild 3.14 dargestellte Verdichterersatzmodell nach [58]. Der Verdichter wird hierbei durch eine sog. Wirkende Scheibe (actuator disc) mit unendlich kleiner Dicke sowie durch einen Rohrleitungsabschnitt mit dem konstanten Querschnitt A_V und der

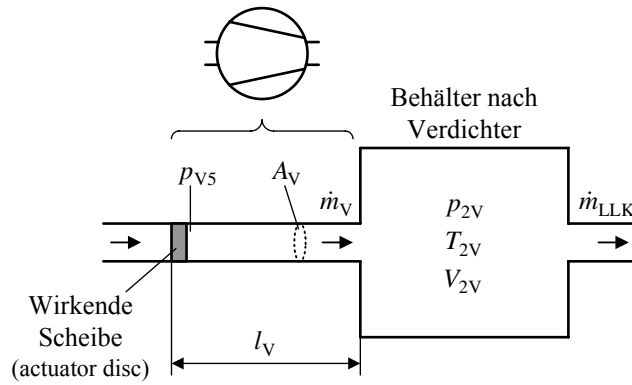


Bild 3.14: Verdichterersatzmodell nach [58]

Länge l_V nachgebildet. Das Modell der Wirkenden Scheibe beschreibt die Drucksteigerung in der Strömungsarbeitsmaschine, das Rohrleitungsmodell simuliert gasdynamische Effekte in den Strömungskanälen des Verdichters sowie in der sich anschließenden Verrohrung. Unter der Annahme instationärer inkompressibler Stromfadenströmung ergibt sich die zeitliche Änderung des Massenstroms im Leitungssystem zu

$$\frac{d(\dot{m}_V)}{dt} = \frac{A_V}{l_V} (p_{V5} - p_{2V}). \quad (3.80)$$

Hierbei steht p_{V5} für den statischen Druck am Verdichteraustritt und p_{2V} für den Druck im nachfolgenden Behälter. Die Dynamik der Druckänderung im Verdichter wird im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt. Der statische Druck am Verdichteraustritt p_{V5} in Gl. (3.80) wird gemäß $p_{V5t} = \Pi_{Vt} \cdot p_{V0t}$ aus dem totalen Druck am Verdichtereintritt p_{V0t} und dem modellierten Verdichterdruckverhältnis Π_{Vt} bestimmt. Als Modellansatz für das Druckverhältnis Π_{Vt} wird eine Parabelschar in Scheitelpunktsform

$$\Pi_{Vt}(\dot{m}_{V,bez}, n_{ATL,V,bez}) = \Pi_{Vt,SP}(\dot{m}_{V,bez,SP}) - K_V(n_{ATL,V,bez}) \left[\dot{m}_{V,bez} - \dot{m}_{V,bez,SP}(n_{ATL,V,bez}) \right]^2 \quad (3.81)$$

gewählt (vgl. [63, 64]). Die Scheitelpunkte der Parabeln $SP(\dot{m}_{V,bez,SP} | \Pi_{Vt,SP})$ stellen dabei näherungsweise die Pumpgrenze des Verdichters dar. Gleichung (3.81) gilt nur für den stabilen Betriebsbereich. Verdichterpumpen wird im Modell nicht berücksichtigt⁵. Für die Abszissenwerte $(\dot{m}_{V,bez,SP})$ und die Ordinatenwerte $(\Pi_{Vt,SP})$ der Scheitelpunkte sowie den Verstärkungsfaktor K_V wurden anhand von Messdaten folgende Beziehungen ermittelt:

$$\dot{m}_{V,bez,SP}(n_{ATL,V,bez}) = k_1 n_{ATL,V,bez} + k_2 n_{ATL,V,bez}^2 \quad (3.82)$$

$$\Pi_{Vt,SP}(\dot{m}_{V,bez,SP}) = 1 + k_3 \dot{m}_{V,bez,SP} + k_4 \dot{m}_{V,bez,SP}^2 + k_5 \dot{m}_{V,bez,SP}^3 \quad (3.83)$$

$$K_V(n_{ATL,V,bez}) = k_6 + k_7 n_{ATL,V,bez} + k_8 n_{ATL,V,bez}^2 \quad (3.84)$$

Um die Abbildungsgüte des Modells im vierten Quadranten des Verdichterkennfeldes ($\Pi_{Vt} \leq 1$) zu erhöhen, wird der für die Identifikation der Modellparameter verwendete Messdatensatz um eine theoretisch bestimmte Nulldrehzahlkennlinie erweitert. Die Nulldrehzahlkennlinie wird über die

⁵Die Linien konstanter Drehzahlen werden über die Pumpgrenze hinaus linear extrapoliert (vgl. [129, 186]).

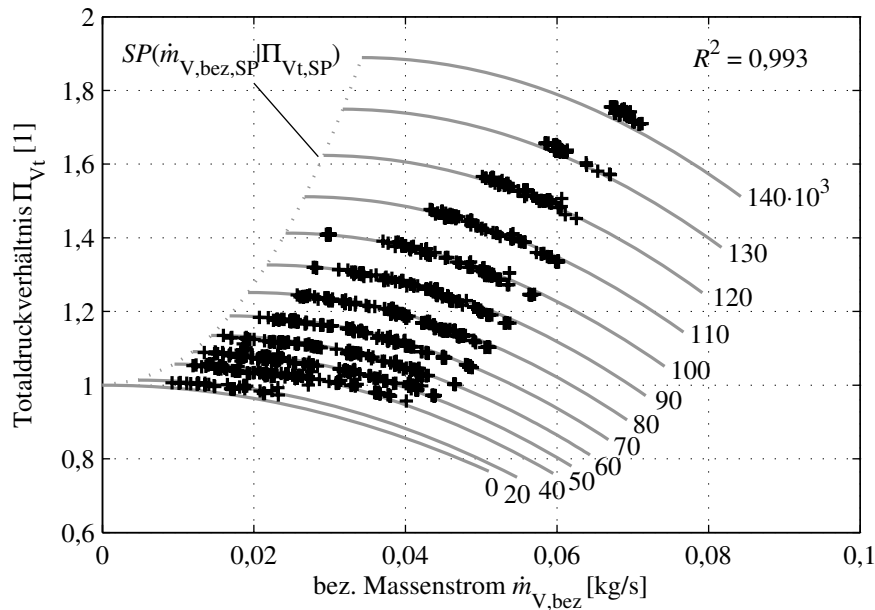


Bild 3.15: Durchsatzcharakteristik des Verdichters: Vergleich des abgeleiteten Rechenmodells mit quasi-stationären Motorprüfstandsmessdaten für bezogene Turboladerdrehzahlen $n_{ATL,V,bez} = 0 \dots 140.000 \text{ 1/min}$; SP: Scheitelpunkte

Durchflussgleichung für reibungsbehaftete kompressible Strömung, Gl. (2.20), berechnet. Als Öffnungsquerschnitt A_{geo} wird der Strömungsquerschnitt am Laufradeintritt A_{V1} angesetzt. Die Durchflusszahl C_D wird vereinfachend als konstant angenommen ($C_D \approx 0,34$).

Wie von [23, 24] experimentell nachgewiesen, kann der Verdichterdurchsatz als nahezu unbeeinflusst von Wärmeübertragungsmechanismen angesehen werden. Das in diesem Abschnitt abgeleitete Massenstrommodell gilt daher sowohl für adiabate als auch diabate Kompressionsprozesse. Bild 3.15 zeigt die Ergebnisse des Massenstrommodells in Kennfeldform.

3.4 Turbinenmodell

3.4.1 Aufbau und Prozessverhalten der Turbine

Der Aufbau der Radialturbine ist dem des Radialverdichters (Kapitel 3.3.1) sehr ähnlich. Die Turbine besteht aus einem Spiralgehäuse, einem verstellbaren Leitrad, einem kurzen schaufellosen Ringraum, einem Rotor und einem Auslasskanal. Die Komponenten werden allerdings im Vergleich zum Verdichter in entgegengesetzter Richtung durchströmt (Bild 3.16). Im Rahmen der Modellbildung der Turbine werden sechs Bezugsquerschnitte (T0...T5) an den Systemgrenzen der Hauptkomponenten definiert.

Das zumeist einflutig ausgeführte Spiralgehäuse nimmt den Abgasmassenstrom des Motors auf und führt diesen mit möglichst gleichmäßigem Geschwindigkeitsprofil zum Leitapparat. Bedingt

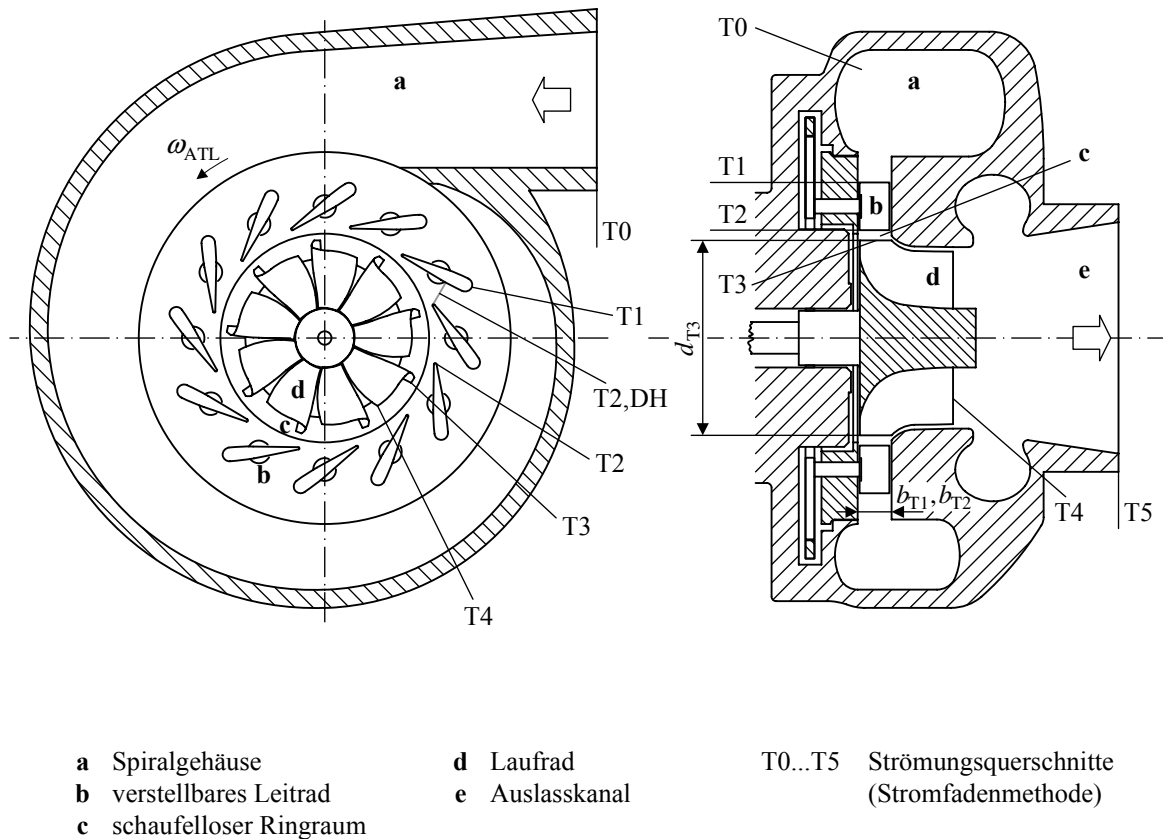


Bild 3.16: Schematischer Aufbau und Indizierung der Radialturbine mit verstellbarer Geometrie

durch den sich verjüngenden Strömungskanal erfolgt bereits hier ein Anstieg der Strömungsgeschwindigkeit und ein geringer Abbau des statischen Drucks. Im verstellbaren Leitrad wird die Strömung unter vorgegebenem Winkel auf den Rotor gelenkt, und auf diese Weise der Zuströmdrall für das Laufrad erzeugt. Hierbei wird der statische Druck weiter reduziert und in kinetische Energie umgesetzt. Im engsten Querschnitt, dem Düsenhals (DH), wird die höchste Absolutströmungsgeschwindigkeit erreicht. Das Fluid tritt mehr oder weniger radial in das Laufrad ein und verlässt es axial. Bei der Durchströmung des Rotors wird dem Fluid thermische Energie entzogen und in mechanische Energie an der Welle umgewandelt. Folglich verringert sich die Totalenthalpie der Strömung. Der schmale, schaufellose Ringraum zwischen Leitrad und Laufrad hat wie beim Verdichter die Funktion, fertigungstechnische Toleranzen auszugleichen und eine Berührung von Lauf- und Leitschaufeln zu verhindern. Zudem bewirkt er eine Abschwächung der Nachlaufdelen des Leitrades [217]. Der Auslasskanal leitet die Strömung von der Laufradsaugkante zum Turbinenaustritt. Durch die stetige Querschnittserweiterung wirkt der Kanal wie ein Diffusor und wandelt einen Teil der noch verbliebenen kinetischen Energie in Druck zurück.

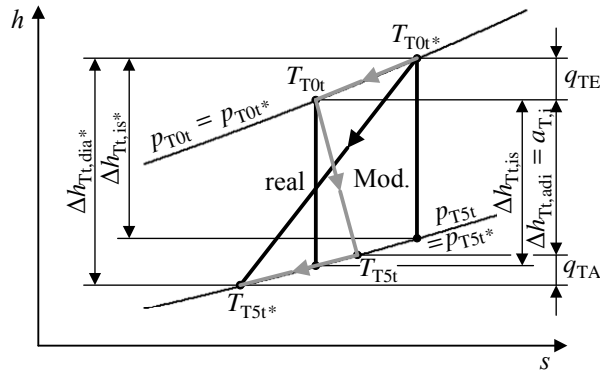


Bild 3.17: Diabater Entspannungsprozess im h-s-Diagramm (schematisch)

3.4.2 Diabater Entspannungsprozess

Der tatsächliche Entspannungsvorgang in der Turbine ist durch Wärmeverluste an die Umgebung und einen Wärmeartrag in das Lagergehäuse bzw. in den Verdichter geprägt. Der Prozess verläuft diabatisch. Ähnlich zur Vorgehensweise beim Verdichter wird die globale Zustandsänderung in der Turbine als Kombination einer isobaren Wärmeabfuhr vor der Entspannung (Wärmeanteil q_{TE}), einer irreversibel adiabaten Expansion und einer isobaren Wärmeabfuhr nach dem Entspannungsprozess (Wärmeanteil q_{TA}) mit

$$q_T = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}_T} = q_{TE} + q_{TA} \quad (3.85)$$

$$q_{TE} = h_{T0t} - h_{T0t*} \quad (3.86)$$

$$q_{TA} = h_{T5t*} - h_{T5t} \quad (3.87)$$

beschrieben. Bild 3.17 zeigt die Zustandsänderungen im h-s-Diagramm. Auch hier beeinflusst der Ort der Wärmeabfuhr das Systemverhalten. Die Wärmeabgabe vor dem Expansionsprozess mindert neben der Turbinenaustrittstemperatur auch die von der Turbine abgegebene Leistung. Der nach der Expansion auftretende Wärmeverlust reduziert allein die Abgastemperatur.

Es sei angemerkt, dass bedingt durch die Wärmeabfuhr – und damit abweichend von der klassischen adiabaten Modellvorstellung – in der realen Turbine sowohl positive als auch negative Entropieänderungen Δs auftreten. Ausschlaggebend ist dabei das Verhältnis der abgegebenen Wärme zur durch die inneren Verluste bedingten Dissipationsenergie. Das h-s-Diagramm, Bild 3.17, zeigt beispielhaft einen Expansionsprozess, bei dem die Wärmeverluste die inneren Verluste deutlich übersteigen. Bestimmt man hier aus den Temperatur- und Druckmesswerten vor und nach der Turbine den diabaten Wirkungsgrad

$$\eta_{Tt,dia} = \frac{\Delta h_{Tt,dia*}}{\Delta h_{Tt,is*}} = \frac{q_{TE} + \Delta h_{Tt,adi} + q_{TA}}{\Delta h_{Tt,is*}} \quad (3.88)$$

so erhält man Zahlenwerte, die über 100 % liegen. In [125] und [91] wird von Wirkungsgraden bis über 600 % berichtet. Eigene Berechnungen ergeben für den hier verwendeten Versuchslader Turbinenwirkungsgrade bis zu 650 % bei Turbinenmassenströmen unter 50 kg/h. Hintergrund der

physikalisch unplausiblen Werte ist die ungeeignete Wirkungsgraddefinition, bei der die Wärmeverluste fälschlicherweise als spezifische Nutzarbeit interpretiert werden [186]. Um diese Problematik zu umgehen, umfassen die Herstellerkennfelder, wie bereits in Abschnitt 3.2.1 beschrieben, lediglich Messdaten für höhere Turboladerdrehzahlen und Turbinenmassenströme. Zudem wird anstelle des diabaten Turbinenwirkungsgrades $\eta_{Tt, \text{dia}}$ der Turbinengesamtwirkungsgrad $\eta_{T, \text{ges}}$ angegeben, welcher aus dem Verdichterwirkungsgrad berechnet wird. Der gemessene Verdichterwirkungsgrad ist allerdings ebenfalls durch Wärmeübertragungseffekte beeinflusst (Abschnitt 3.3.2), welche üblicherweise keine Beachtung finden und sich folglich in einem systematischen Fehler im Turbinenwirkungsgrad äußern. Zur korrekten Nachbildung der aerodynamischen Leistung der Turbine bieten sich wie auf Verdichterseite der adiabate Wirkungsgrad

$$\eta_{Tt, \text{adi}} = \frac{\Delta h_{Tt, \text{adi}}}{\Delta h_{Tt, \text{is}}} \quad (3.89)$$

oder der Leistungswirkungsgrad [23, 67, 186]

$$\eta_{Tt, \text{heat}} = \frac{\Delta h_{Tt, \text{adi}}}{\Delta h_{Tt, \text{is}^*}} \quad (3.90)$$

an. Von einer Verwendung von Wirkungsgradbeziehungen wird allerdings wiederum abgesehen. Stattdessen wird die Turbinenleistung wie die Verdichterleistung über die Turbomaschinen-Hauptgleichung bestimmt.

Zur vereinfachten Beschreibung der Wärmeübertragungsprozesse wird entsprechend Gl. (3.23) der Aufteilungsfaktor χ_T mit

$$\begin{aligned} q_{TE} &= \chi_T q_T \\ q_{TA} &= (1 - \chi_T) q_T \\ \text{mit } 0 &\leq \chi_T \leq 1 \end{aligned} \quad (3.91)$$

eingeführt. Auch hier wird angenommen, dass der Faktor χ_T für eine gegebene Turbine in allen Betriebsbereichen konstant ist.

3.4.3 Turbinenleistung

Analog zur Verdichterseite beschreibt die spezifische innere Arbeit $a_{T, i}$ der Turbine diejenige Leistung je Massenströmeinheit, welche von der Strömungskraftmaschine an der Welle abgegeben wird. Sie entspricht der adiabaten Totalenthalpiedifferenz $\Delta h_{Tt, \text{adi}}$ (Bild 3.17). Mit der in dieser Arbeit gewählten Vorzeichenkonvention gilt [151]

$$a_{T, i} = \frac{P_T}{\dot{m}_T} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{T, \text{Sp}}}{\dot{m}_T} \right) a_{T, S} + z_{T, \text{Rad}}, \quad (3.92)$$

wobei P_T die Wellenleistung der Turbine, \dot{m}_T den nutzbaren Turbinenmassenstrom, $\dot{m}_{T, \text{Sp}}$ den Spaltverluststrom und $a_{T, S}$ die spezifische Schaufelarbeit bezeichnet. Auch bei der Turbinenberechnung bleibt der Radreibungsverlust $z_{T, \text{Rad}}$ unberücksichtigt. Der Spaltverluststrom $\dot{m}_{T, \text{Sp}}$ wird durch

$$\dot{m}_{T, \text{Sp}} = K_{T, \text{Sp}} \dot{m}_T \quad \text{mit} \quad K_{T, \text{Sp}} = \text{const.}, \quad (3.93)$$

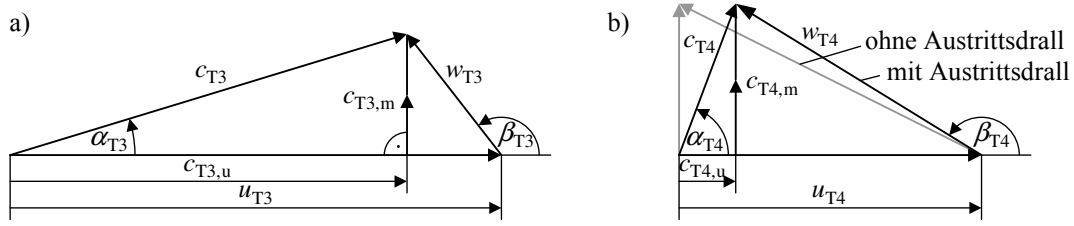


Bild 3.18: Strömungsgeschwindigkeiten im Turbinenlaufrad: a) Laufradeintritt (Druckkante)
b) Laufradaustritt (Saugkante)

approximiert. Gl. (3.92) vereinfacht sich somit zu

$$a_{T,i} = (1 - K_{T,Sp}) a_{T,S}. \quad (3.94)$$

Die spezifische Schaufelarbeit $a_{T,S}$ wird wiederum über die Euler'sche Kreiselradhauptgleichung

$$a_{T,S} = u_{T4} c_{T4,u} - u_{T3} c_{T3,u} \quad (3.95)$$

bestimmt. Dabei liegen die Geschwindigkeitspläne gemäß Bild 3.18 zugrunde. Unter der Annahme drallfreier Abströmung ($c_{T4,u} = 0$) geht Gl. (3.95) über in

$$a_T = -u_{T3} c_{T3,u}. \quad (3.96)$$

Für die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt gilt

$$u_{T3} = \pi d_{T3} n_{ATL}, \quad (3.97)$$

wobei d_{T3} den Laufradaußendurchmesser angibt (Bild 3.16). Abweichend von der Verdichterberechnung wird die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{T3,u}$ nicht über den Relativströmungswinkel β_{T3} (bzw. über den Schaufelwinkel $\beta_{T3,S}$) sondern über den Absolutströmungswinkel α_{T3} berechnet

$$c_{T3,u} = \frac{c_{T3,m}}{\tan \alpha_{T3}} = c_{T3,m} \cot \alpha_{T3}. \quad (3.98)$$

Der Strömungswinkel α_{T3} ist durch die Stellung der Leitschaufeln im Leitrad der Turbine bestimmt und lässt sich in Abhängigkeit des Leitradabströmwinkels α_{T2} angeben. Vernachlässigt man Reibungseffekte im kurzen Ringraum zwischen Leitradsaugkante und Laufraddruckkante und nimmt zudem inkompressible Strömung an ($\rho_{T3} \approx \rho_{T2}$) [217], so folgt unter Anwendung der fluidmechanischen Grundgleichungen (3.16) und (3.13)

$$\tan \alpha_{T3} = \frac{b_{T2}}{b_{T3}} \tan \alpha_{T2}. \quad (3.99)$$

Bestimmender Faktor ist hierbei das Verhältnis der Kanalbreiten an Leitradaustritt b_{T2} und Laufradeintritt b_{T3} . Die Berechnung des Leitradabströmwinkels α_{T2} wird in Abschnitt 3.4.5 thematisiert.

Die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{T3,m}$ in Gl. (3.98) ergibt sich aus der Kontinuitätsgleichung zu

$$c_{T3,m} = \frac{\dot{m}_T}{\rho_{T3} \pi d_{T3} b_{T3}} \quad \text{mit} \quad \rho_{T3} \approx \rho_{T2}. \quad (3.100)$$

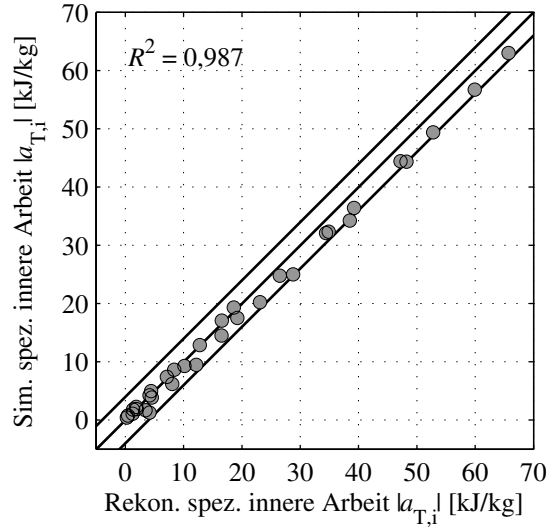


Bild 3.19: Validierung des Turbinenleistungsmodells: Vergleich der aus Messdaten rekonstruierten und der simulierten spezifischen inneren Arbeit $a_{T,i} = P_T / \dot{m}_T$ für Turboladerdrehzahlen $n_{ATL} = 18.000 \dots 120.000$ 1/min; variierte Stellgrößen: VTG-Position $s_{VTG,soll}$ und Motordrehzahl n_{Mot} ; Fahrpedalstellung $\alpha_{ped} = 0$ % (Kaltmessung)

Einsetzen der Gln. (3.97), (3.98), (3.99) und (3.100) in Gl. (3.96) liefert für die von der Turbine abgegebene Schaufelarbeit

$$a_{T,S} = - \frac{\dot{m}_T n_{ATL}}{\rho_{T2} b_{T2}} \cot \alpha_{T2}, \quad (3.101)$$

woraus die gesuchte Beziehung für die Turbinenleistung

$$P_T = (1 - K_{T,Sp}) \dot{m}_T a_{T,S} = - (1 - K_{T,Sp}) \frac{\dot{m}_T^2 n_{ATL}}{\rho_{T2} b_{T2}} \cot \alpha_{T2} \quad (3.102)$$

folgt. Wie auf der Verdichterseite stellt die spezifische Dichte ρ_{T2} in den Gln. (3.101) und (3.102) eine Unbekannte dar und muss in einem iterativen Verfahren mit Hilfe eines Leitradverlustmodells (Abschnitt 3.4.6) abgeschätzt werden. Die Berechnung des Turbinenmassenstroms \dot{m}_T ist Gegenstand von Abschnitt 3.4.8.

Bild 3.19 stellt die simulierte und die aus Messdaten rekonstruierte spezifische innere Arbeit $a_{T,i} = P_T / \dot{m}_T$ gegenüber. Die Abweichungen liegen im Bereich ± 4 kJ/kg. Das Bestimmtheitsmaß beträgt $R^2 = 0,987$. Die Abbildungsgenauigkeit des Turbinenleistungsmodells ist damit etwas geringer als die des Verdichterleistungsmodells (siehe Abschnitt 3.3.3). Dies ist auf die höhere Eingangsdimensionalität zurückzuführen.

3.4.4 Variable Turbinengeometrie

Das Leitrad der Turbine besteht aus $z_{T,LE}$ Leitschaufeln, welche in einem parallelwandigen Ringraum angeordnet und jeweils um eine axiale Achse drehbar gelagert sind (Bild 3.16). Üblicherweise werden alle Leitschaufeln gleichmäßig und gleichzeitig mittels eines im Turbinengehäuse

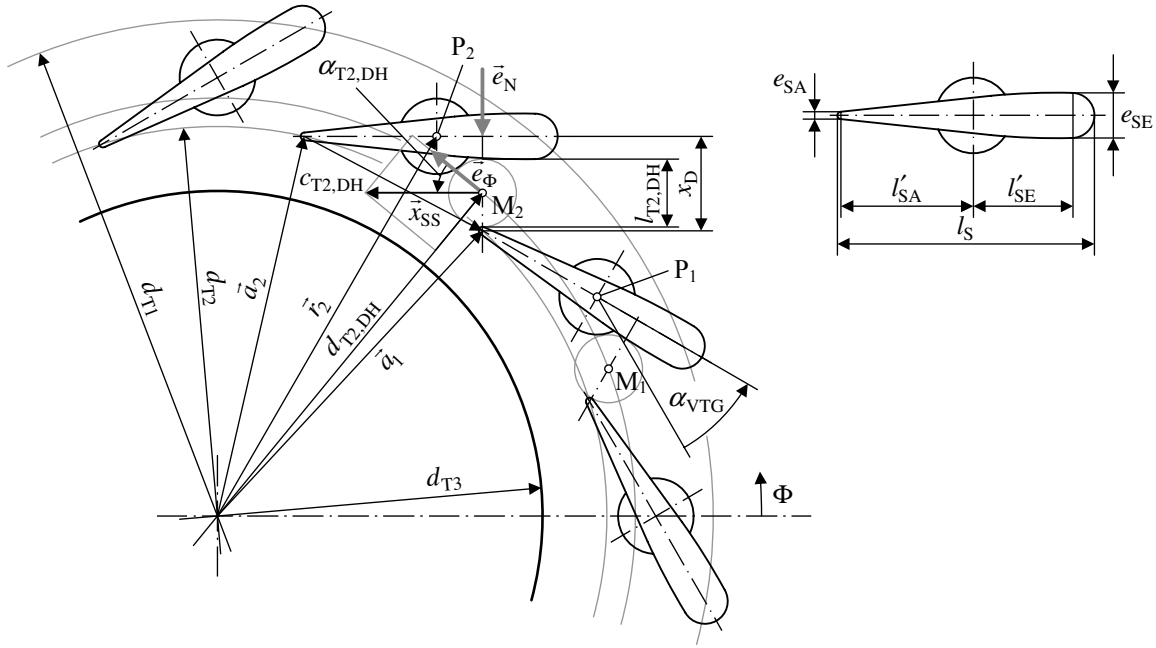


Bild 3.20: Vektorgeometrisches Modell des verstellbaren Turbinenleitrades (modifiziert nach [97])

integrierten Verstellrings gedreht. Der Verstellring selbst wird durch ein nach außen geführtes Steuergestänge bewegt.

Im Folgenden sollen wichtige Geometriegrößen der Leitvorrichtung eingeführt und deren Berechnung grob skizziert werden. Ausgangspunkt ist das vektorgeometrische Modell des Leitrades gemäß Bild 3.20. Zu den maßgeblichen Geometrieparametern zählen der für die Berechnung der Turbinenleistung erforderliche theoretische Leitradauströmungswinkel $\alpha_{T2,th}$ sowie der für die Bestimmung des Turbinenmassenstromes notwendige Düsenhalsquerschnitt $A_{T2,DH}$. Eingangsgröße des Geometriemodells ist der normierte Steuerstangenweg \tilde{s}_{VTG} .

Strömungsquerschnitt im Düsenhals

Für die Berechnung des Strömungsquerschnittes im Düsenhals werden zwei benachbarte Leitschaufeln betrachtet. Ihr Profil wird zunächst als infinitesimal dünn angenommen. Der Vektor \vec{a}_1 stellt den Ortsvektor der Schaufelspitze der ersten Leitschaufel dar. Der Vektor \vec{a}_2 weist zum Schaufelanfang der zweiten Schaufel. Der minimale Abstand der Schaufeln x_D ergibt sich aus der orientierten Projektion des Differenzvektors

$$\vec{x}_{SS}(\alpha_{VTG}) = \vec{a}_1(\alpha_{VTG}) - \vec{a}_2(\alpha_{VTG}) \quad (3.103)$$

auf den Normaleneinheitsvektor \vec{e}_N , welcher senkrecht auf dem idealisierten Profil der zweiten Schaufel steht (siehe Bild 3.20)

$$x_D(\alpha_{VTG}) = \vec{x}_{SS}(\alpha_{VTG}) \cdot \vec{e}_N(\alpha_{VTG}) = [\vec{a}_1(\alpha_{VTG}) - \vec{a}_2(\alpha_{VTG})] \cdot \vec{e}_N(\alpha_{VTG}). \quad (3.104)$$

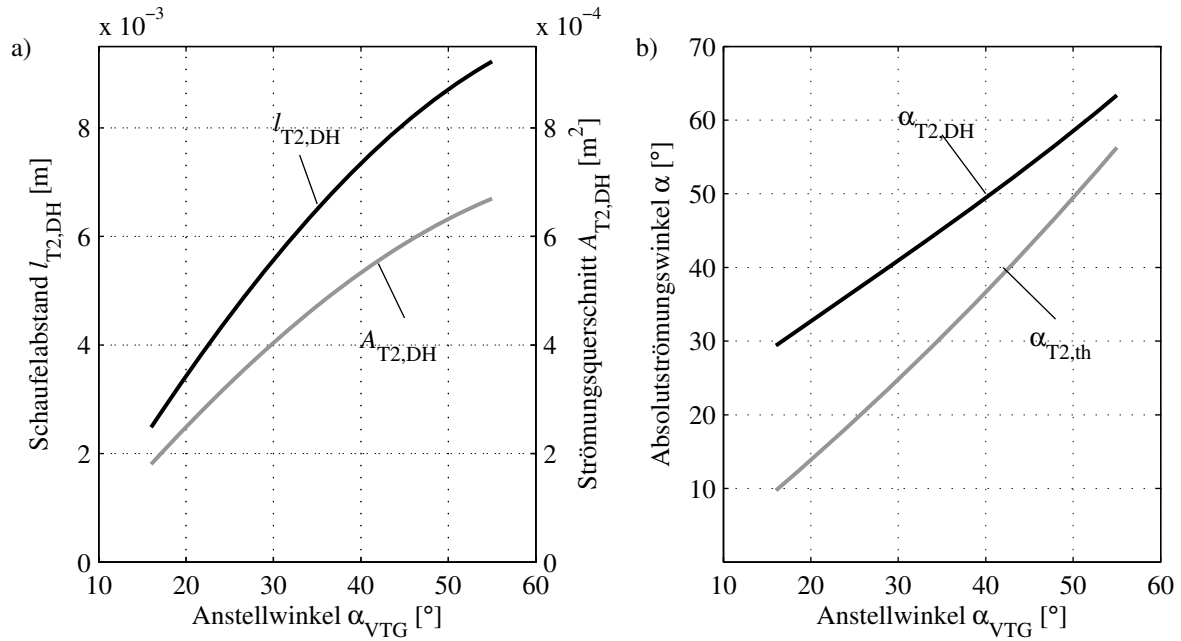


Bild 3.21: Geometrie Größen des Leitradmodells

Hierbei bezeichnet α_{VTG} den Schaufelanstellwinkel. Um das reale Schaufelprofil zu berücksichtigen, wird eine mittlere Schaufeldicke

$$\bar{e}_S = \frac{1}{2} (e_{SA} + e_{SE}) \quad (3.105)$$

angesetzt, die sich aus der Schaufelstärke an der Schaufelspitze e_{SA} und der Schaufelstärke am Schaufelende e_{SE} bestimmt. Der tatsächliche Schaufelabstand im Düsenhals kann dann über die Beziehung

$$l_{T2,DH}(\alpha_{VTG}) = x_D(\alpha_{VTG}) - \bar{e}_S \quad (3.106)$$

approximiert werden. Unter der Maßgabe eines symmetrischen Leitradaufbaus folgt für die gesuchte Querschnittsfläche im Düsenhals

$$A_{T2,DH}(\alpha_{VTG}) = z_{T,LE} b_{T2} l_{T2,DH}(\alpha_{VTG}), \quad (3.107)$$

wobei $z_{T,LE}$ die Anzahl der Leitschaufeln und b_{T2} die Kanalhöhe angibt. Bild 3.21a zeigt die mit den Geometriedaten des Versuchsladers berechneten Verläufe von $l_{T2,DH}$ und $A_{T2,DH}$ über dem Anstellwinkel α_{VTG} .

Theoretischer Absolutströmungswinkel am Leitradaustritt

Um den Strömungswinkel am Leitradaustritt berechnen zu können, ist zunächst die Strömungsrichtung im Düsenhals zu ermitteln. Hierzu wird vereinfachend angenommen, dass die Strömung im Mittelpunkt des Düsenhalses (Punkt M_i ; hier beispielhaft $i=2$) exakt parallel zur angeströmten

Seite der Leitschaufel verläuft. Der Strömungswinkel entspricht damit dem in Bild 3.20 aufgeführten Winkel $\alpha_{T2,DH}$. Dieser errechnet sich mit Hilfe des Skalarproduktes gemäß

$$\cos \alpha_{T2,DH}(\alpha_{VTG}) = \frac{\vec{a}_2(\alpha_{VTG}) - \vec{r}_2}{|\vec{a}_2(\alpha_{VTG}) - \vec{r}_2|} \cdot \vec{e}_\Phi, \quad (3.108)$$

wobei der Vektor $\vec{a}_2 - \vec{r}_2$ die Schaufelrichtung angibt, und \vec{e}_Φ den tangentialen Einheitsvektor im Punkt M_2 darstellt. Es sei darauf hingewiesen, dass $\alpha_{T2,DH}$ vom Anstellwinkel α_{VTG} verschieden ist, da sich der Punkt M_i und der Drehpunkt P_i der Leitschaufeln mit $i \in \{1 \dots z_{T,LE}\}$ in ihrer Φ -Koordinate unterscheiden. Ist der Strömungswinkel im Düsenhals bekannt, so kann der theoretische Leitradabströmwinkel $\alpha_{T2,th}$ unter erneuter Anwendung des Flächensatzes und der Kontinuitätsgleichung mittels weniger Umformungen zu

$$\begin{aligned} \tan \alpha_{T2,th}(\alpha_{VTG}) &= \frac{A_{T2,DH}(\alpha_{VTG})}{A_{T2}(\alpha_{VTG})} \frac{d_{T2}(\alpha_{VTG})}{d_{T2,DH}(\alpha_{VTG})} \frac{1}{\cos \alpha_{T2,DH}(\alpha_{VTG})} \\ &= \frac{z_{T,LE} l_{T2,DH}(\alpha_{VTG})}{\pi d_{T2,DH}(\alpha_{VTG})} \frac{1}{\cos \alpha_{T2,DH}(\alpha_{VTG})} \end{aligned} \quad (3.109)$$

bestimmt werden. Hierbei geben d_{T2} und A_{T2} den Abströmdurchmesser und den Abströmquerschnitt des Leitrades und $d_{T2,DH}$ den Durchmesser des Umkreises der Düsenhalsmittelpunkte an. Wie bei der Berechnung der Strömung im schaufelloren Ringraum (Abschnitt 3.4.3) wird bei der Herleitung von Gl. (3.108) von verlustfreier, inkompressibler Strömung ausgegangen. Bild 3.21b stellt die Absolutströmungswinkel $\alpha_{T2,DH}$ und $\alpha_{T2,th}$ in Abhängigkeit des Anstellwinkels α_{VTG} dar.

Anstellwinkel der Leitschaufeln

Zur Komplettierung des Leitradmodells muss ein Zusammenhang zwischen der Modelleingangsgröße Steuerstangenposition \tilde{s}_{VTG} und dem Anstellwinkel α_{VTG} gefunden werden. Auf die Ableitung eines detaillierten mechanischen Modells des Steuergestänges konnte an dieser Stelle verzichtet werden, da eine foto-optische Vermessung des Versuchsladers in Übereinstimmung mit [125, 209] eine einfache lineare Relation zwischen \tilde{s}_{VTG} und α_{VTG} ergab. Bild 3.22 zeigt die Messergebnisse sowie die ermittelte Regressionsgerade

$$\alpha_{VTG} = k_1 + k_2 \cdot \tilde{s}_{VTG}. \quad (3.110)$$

Damit können die Gln. (3.107) und (3.109) in Abhängigkeit der normierten Steuerstangenposition \tilde{s}_{VTG} ausgedrückt werden.

3.4.5 Leitrad-Minderablenkung

Ähnlich zu den Strömungsbedingungen an der Laufraddruckkante des Verdichters (siehe Abschnitt 3.3.4) kommt es durch die endliche Anzahl an Leitschaufeln mit endlicher Dicke zu einer Winkelabweichung zwischen der realen und der theoretischen Strömung am Leitradaustritt [87, 217, 220]

$$\Delta \alpha_{T2} = \alpha_{T2,th} - \alpha_{T2}. \quad (3.111)$$

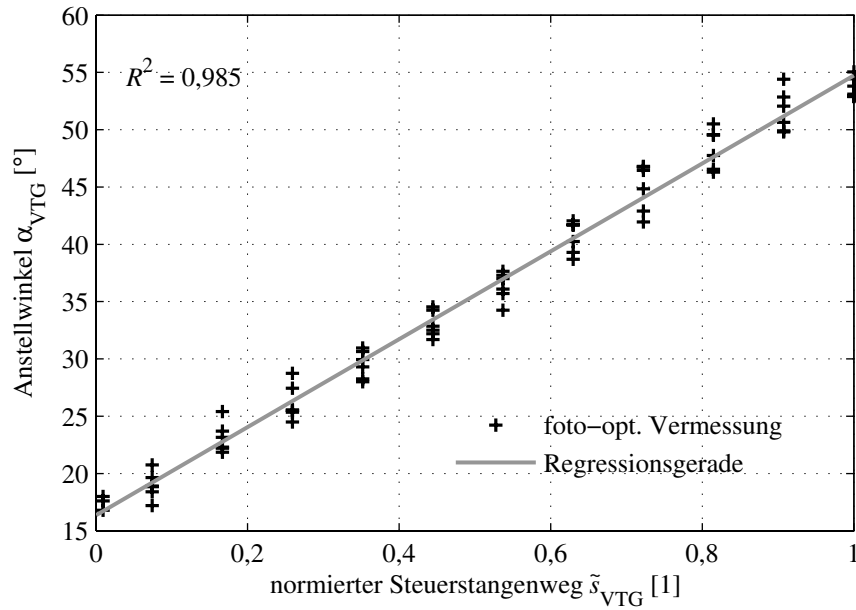


Bild 3.22: Anstellwinkel als Funktion des Steuerstangenweges

Beim verwendeten Versuchsträger treten Winkeldifferenzen im Bereich $\Delta\alpha_{T2} \approx 2 \dots 12^\circ$ auf⁶. Zur Modellierung der Minderablenkung wird die Einführung eines Minderablenkungsfaktors

$$\mu'_T = \frac{c_{T2,u}}{c_{T2,u,th}} = 1 - \frac{\Delta c_{T2,u}}{c_{T2,u,th}} \quad (3.112)$$

vorgeschlagen, der analog zum Minderleistungsfaktor, Gl. (3.39), als Verhältnis der tatsächlichen Umfangskomponente zur theoretischen Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit definiert wird. Die theoretische Umfangskomponente ergibt sich dabei gemäß

$$c_{T2,u,th} = \frac{c_{T2,m}}{\tan \alpha_{T2,th}} = c_{T2,m} \cot \alpha_{T2,th}. \quad (3.113)$$

Die Meridiankomponente $c_{T2,m}$ folgt wiederum aus der Kontinuitätsgleichung

$$c_{T2,m} = \frac{\dot{m}_T}{\rho_{T2} \pi d_{T2} b_{T2}}. \quad (3.114)$$

Für die Differenzgeschwindigkeit $\Delta c_{T2,u}$ in Gl. (3.112) wird aus Messdaten die empirische Korrelation

$$\Delta c_{T2,u} = (k_1 + k_2 \cot \alpha_{T2,th}) + (k_3 + k_4 \cot \alpha_{T2,th}) u_{T3} \quad (3.115)$$

bestimmt. Die Schlupfgeschwindigkeit hängt demnach von der Leitschaufelstellung (ausgedrückt durch den theoretischen Absolutströmungswinkel $\alpha_{T2,th}$) und von der Umfangsgeschwindigkeit u_{T3} des Laufrades ab.

Ist die Minderablenkung der Strömung quantitativ bestimmt, so kann der tatsächliche Leitradabströmungswinkel α_{T2} unter Verwendung von Gl. (3.112) zu

$$\cot \alpha_{T2} = \frac{c_{T2,u}}{c_{T2,m}} = \frac{\mu'_T c_{T2,u,th}}{c_{T2,m}} = \mu'_T \cot \alpha_{T2,th} \quad (3.116)$$

⁶aus Messdaten rekonstruierte Werte

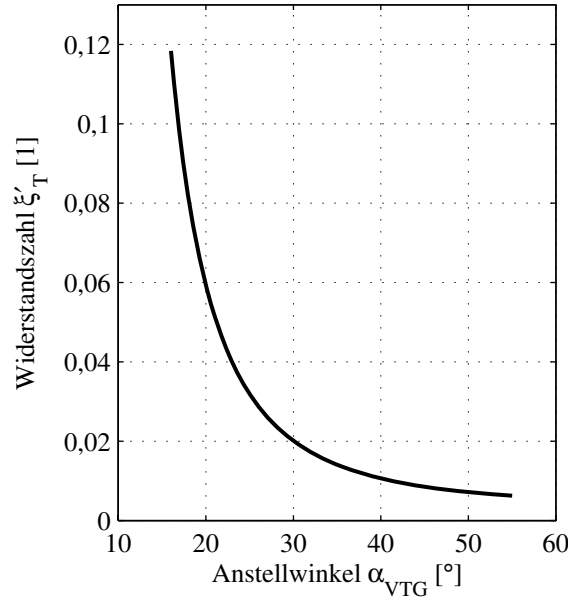


Bild 3.23: Rechenergebnisse des Leitradverlustmodells: Widerstandszahl des Turbinenleitrades im Berechnungspunkt $Re_{T2} = 5 \cdot 10^4$

berechnet werden. Dieser geht unmittelbar in die Leistungsberechnung gemäß Gl. (3.101) bzw. (3.102) ein.

3.4.6 Leitradverluste

Die Strömungsverluste im Turbinenleitrad werden in Analogie zur Berechnung von Strömungsverlusten in Rohreinbauten durch die Widerstandszahl

$$\xi'_T = \frac{\Delta h'_{T, \text{loss}}}{0,5c_{T2}^2} = \frac{h_{T2} - h_{T2, \text{is}}}{0,5c_{T2}^2} \quad (3.117)$$

beschrieben [87, 217, 220]. Diese bezieht den statischen Enthalpieverlust auf die kinetische Energie am Leitradaustritt. Aus Gründen der Modellvereinfachung soll ξ'_T auch die Verluste im Spiralgehäuse der Turbine einschließen. Nach [13] gilt die Beziehung

$$\xi'_T = \frac{0,05}{Re_{T2}^{0,2}} \left(\frac{\cot^2 \alpha_{T2,s}}{x_{SS}/l_s} + \frac{l_{T2,DH}}{b_{T2}} \right) \quad (3.118)$$

mit

$$\alpha_{T2,s} \approx \arcsin \frac{l_{T2,DH}}{x_{SS}}, \quad (3.119)$$

wobei $x_{SS} = |\vec{x}_{SS}|$ den Abstand zweier benachbarter Leitschaufelspitzen und l_s die Profillänge der Leitschaufeln bezeichnet (Bild 3.20). Der Ausdruck wird zu

$$\xi'_T = \frac{k_1}{Re_{T2}^{k_2}} \left(\frac{\cot^2 \alpha_{T2,th}}{x_{SS}/l_s} + \frac{l_{T2,DH}}{b_{T2}} \right) \quad (3.120)$$

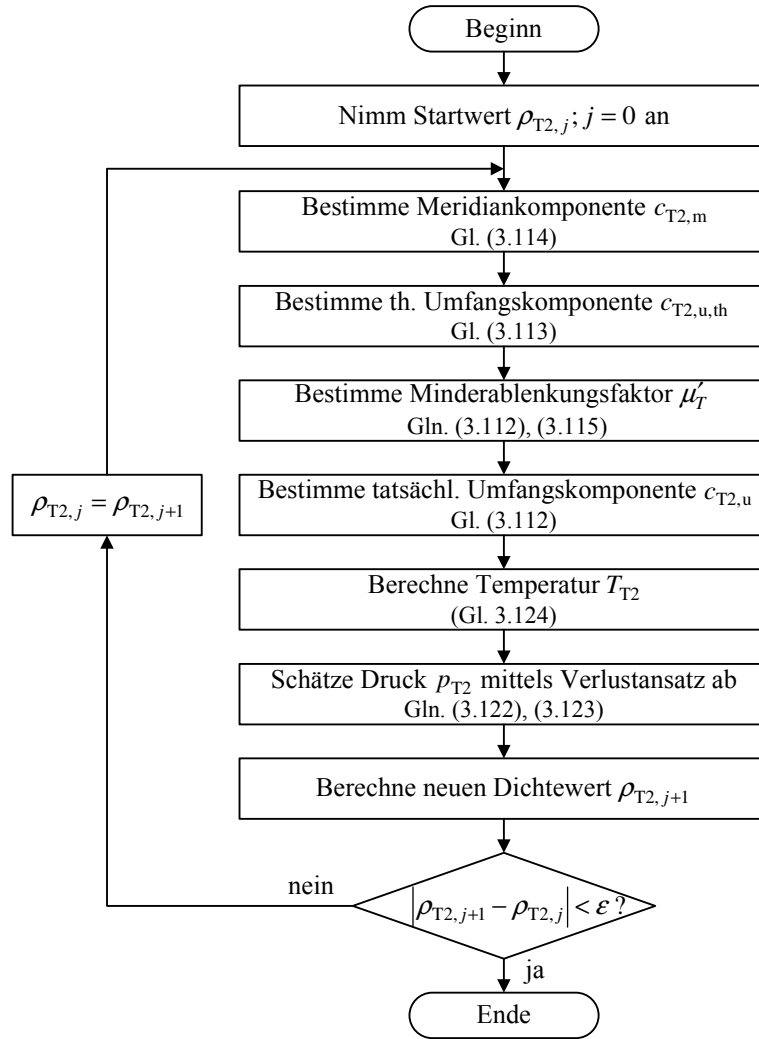


Bild 3.24: Iterative Berechnung der Dichte am Leitradaustritt (Flussplan)

modifiziert. Über die Faktoren k_1 und k_2 erfolgt eine Anpassung an Messdaten. Die Reynoldszahl Re_{T2} wird mit der Strömungsgeschwindigkeit c_{T2} am Leitradaustritt und der Leitschaufelhöhe b_{T2} gebildet

$$Re_{T2} = \frac{c_{T2} b_{T2}}{\nu_{VG}(T_{T2}, \lambda_{T0})} = \frac{\rho_{T2} c_{T2} b_{T2}}{\eta_{VG}(T_{T2}, \lambda_{T0})}. \quad (3.121)$$

Bild 3.23 zeigt den Verlauf der Widerstandszahl ξ'_T über dem Anstellwinkel α_{VTG} .

Ist die Verlustenthalpie $\Delta h'_{T,loss}$ quantitativ erfasst, so kann der Druck am Leitradaustritt mittels der Isotropengleichung

$$p_{T2} = p_{T0} \left(\frac{T_{T2,is}}{T_{T0}} \right)^{\frac{\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1}} \quad (3.122)$$

errechnet werden, wobei sich die isentrope Temperatur $T_{T2,is}$ aus

$$h_{T2,is} = h(T_{T2,is}, \lambda_{T0}) = h_{T2} - \Delta h'_{T,loss} \quad (3.123)$$

mit

$$h_{T2} = h(T_{T2}, \lambda_{T0}) = h_{T2t} - 0,5c_{T2}^2 = h_{T0t} - 0,5c_{T2}^2 \quad (3.124)$$

ergibt. Die Dichte ρ_{T2} folgt wiederum aus der idealen Gasgleichung. Bild 3.24 zeigt das iterative Berechnungsverfahren. Die Ermittlung der Temperaturen T_{T2} und $T_{T2,is}$ aus den spezifischen Enthalpien h_{T2} und $h_{T2,is}$ erfolgt über ein inverses Justi-Polynom [92].

3.4.7 Turbinenaustrittsenthalpie

Die Enthalpieänderung des Abgasstromes in der Turbine kann gemäß Bild 3.17 durch

$$\Delta h_{Tt, dia*} = h_{T5t*} - h_{T0t*} = q_{TE} + \Delta h_{Tt, adi} + q_{TA} \quad (3.125)$$

mit

$$\Delta h_{Tt, adi} = a_{T, i} \quad (3.126)$$

ausgedrückt werden. Umstellen der Gl. (3.125) liefert die Austrittsenthalpie

$$h_{T5t*} = h_{T0t*} + \frac{P_T + \dot{Q}_T}{\dot{m}_T}. \quad (3.127)$$

3.4.8 Turbinenmassenstrom

In Entsprechung zu den Gln. (3.75) bis (3.79) kann der Zusammenhang zwischen dem Totaldruckverhältnis Π_{Tt} , der Turboladerdrehzahl n_{ATL} , der normierten VTG-Stellung \tilde{s}_{VTG} und dem gesuchten Massenstrom \dot{m}_T bei der Turbine durch den Gleichungssatz

$$\Pi_{Tt} = \frac{p_{T0t}}{p_{T5t}} = \left(\frac{T_{T5t, is}}{T_{T0t}} \right)^{\frac{-\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1}} = \left(1 + \frac{\Delta h_{Tt, is}}{c_{p, VG} T_{T0t}} \right)^{\frac{-\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1}} = \left(1 + \frac{\Delta h_{Tt, adi} - \Delta h_{T, loss}}{c_{p, VG} T_{T0t}} \right)^{\frac{-\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1}} \quad (3.128)$$

$$\Delta h_{Tt, adi} = a_{T, i} = f(\dot{m}_T, n_{ATL}, \tilde{s}_{VTG}, \dots) \quad (3.129)$$

$$\Delta h_{T, loss} = \Delta h'_{T, loss} + \Delta h''_{T, loss} \quad (3.130)$$

$$\Delta h'_{T, loss} = g(\dot{m}_T, n_{ATL}, \tilde{s}_{VTG}, \dots) \quad (3.131)$$

$$\Delta h''_{T, loss} = h(\dot{m}_T, n_{ATL}, \tilde{s}_{VTG}, \dots) \quad (3.132)$$

ausgedrückt werden. Auch hier besteht das Problem in der aufwändigen numerischen Berechnung sowie in der ungenauen Kenntnis der Laufradverluste $\Delta h''_{T, loss}$. Analog zur Verdichterseite wird der Turbinenmassenstrom daher durch ein mathematisches Modell beschrieben.

In der Literatur ist es üblich, die Turbine als adiabate Drosselstelle aufzufassen und den Turbinenmassenstrom über die Ausflussgleichung für kompressible Strömung (vgl. Gl. (2.20)) zu bestimmen

$$\dot{m}_T = C_D \dot{m}_{T, th} = C_D A_T \frac{p_{T0t}}{\sqrt{R_{VG} T_{T0t*}}} \sqrt{\frac{2 \kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1} \left[\left(\tilde{\Pi}_{T, ts} \right)^{-\frac{2}{\kappa_{VG}}} - \left(\tilde{\Pi}_{T, ts} \right)^{-\frac{\kappa_{VG}+1}{\kappa_{VG}}} \right]} \quad (3.133)$$

mit $\tilde{\Pi}_{T, ts} = \max [\min [\Pi_{T, ts}, \Pi_{T, ts, krit}], 1] = \max \left[\min \left[\frac{p_{T0t}}{p_{T5}}, \left(\frac{2}{\kappa_{VG}+1} \right)^{-\frac{\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1}} \right], 1 \right]$.

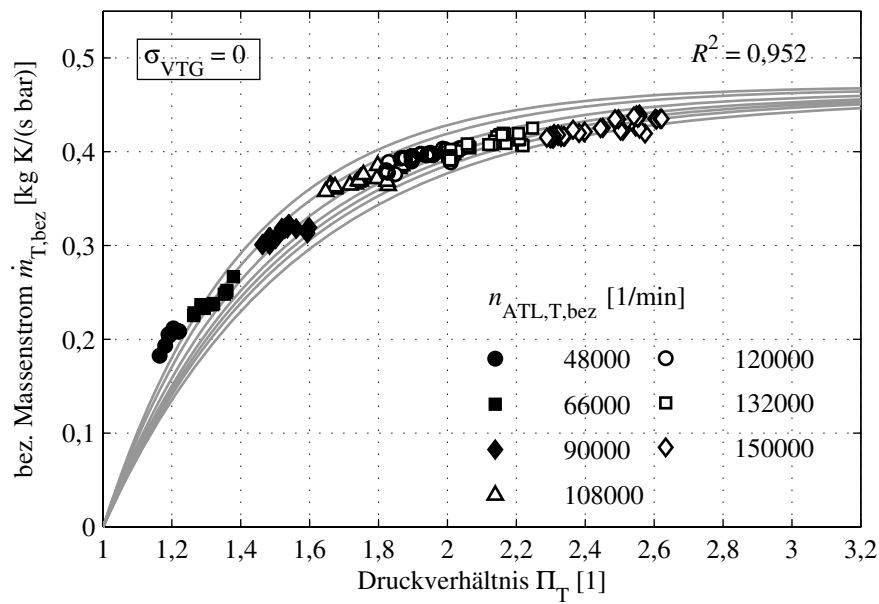


Bild 3.25: Durchsatzcharakteristik der Turbine: Vergleich des abgeleiteten Rechenmodells mit quasi-stationären Motorprüfstandsmessdaten für bezogene Turboladerdrehzahlen $n_{\text{ATL,T,bez}} = 48.000 \dots 150.000$ 1/min; Öffnungsgrad $\sigma_{\text{VTG}} = 0$ (geschl. Leitschaufeln)

Das Druckverhältnis $\Pi_{\text{T,ts}} = p_{\text{T0t}}/p_{\text{T5}}$ wird mit dem totalen Druck am Turbineneintritt und dem statischen Druck am Turbinenausstritt gebildet. Trotz der physikalischen Anmutung ist die Beziehung (3.133) als empirisch anzusehen, da die wesentliche Eigenschaft der Turbine, die Energiefreisetzung, durch die Ausflussgleichung nicht abgebildet wird⁷. Um eine genauere Anpassung an Messwerte zu erreichen, wird eine neue empirische Korrelation vorgeschlagen, die sich von der physikalischen Analogie zu Mündungsströmungen löst. Sie lautet

$$\dot{m}_{\text{T,bez}} = K_a \left(1 - e^{-K_b(\Pi_{\text{T}}-1)} \right). \quad (3.134)$$

wobei $\Pi_{\text{T}} = p_{\text{T0}}/p_{\text{T5}}$ das statische Turbinendruckverhältnis angibt⁸.

In der Regel bilden Turbinenmodelle für eine feste VTG-Position nur die mittlere Turbinenschlucklinie gemäß Bild 3.2b nach. Für eine exakte Darstellung des Betriebsverhaltens der Turbine insbesondere bei transienten Motorvorgängen ist es allerdings erforderlich, den Drehzahleinfluss auf das Durchsatzverhalten zu berücksichtigen [57, 72]. Die Faktoren K_a und K_b in Gl. (3.134) werden daher sowohl in Abhängigkeit der VTG-Stellung als auch der Turboladerdrehzahl modelliert

$$K_a = (k_1 + k_2\sigma_{\text{VTG}}) + (k_3 + k_4\sigma_{\text{VTG}}) n_{\text{ATL,T,bez}} \quad (3.135)$$

$$K_b = (k_5 + k_6\sigma_{\text{VTG}}) + (k_7 + k_8\sigma_{\text{VTG}}) [n_{\text{ATL,T,bez}} - n_{\text{ATL,T,bez,SP}}]^2. \quad (3.136)$$

⁷Die Ausflussgleichung ergibt sich aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für wärme- und arbeitsdichte Systeme ($\dot{Q} = 0, P = 0$).

⁸Durch Verwendung des statischen Druckverhältnisses Π_{T} anstelle des Verhältnisses von totalem zu statischem Druck $\Pi_{\text{T,ts}}$ kann eine zusätzliche Iterationsschleife vermieden und somit der Rechenaufwand reduziert werden.

Die Stellposition wird wie bei den Drosselersatzmodellen im Luft- und Abgaspfad (siehe Abschnitt 2.3.2) durch den Öffnungsgrad σ_{VTG} beschrieben. Dieser ist an dieser Stelle zu

$$\sigma_{VTG} = \frac{A_{T2,DH} - A_{T2,DH,min}}{A_{T2,DH,max} - A_{T2,DH,min}} \quad (3.137)$$

definiert. Der Abszissenwert des Parabelscheitelpunkts $n_{ATL,T,bez,SP}$ in Gl. (3.136) wird vereinfachend konstant gewählt ($n_{ATL,T,bez,SP} = \text{const.}$).

Bild 3.25 zeigt beispielhaft die berechnete Durchsatz-Kurvenschar bei geschlossenen Leitschaukeln ($\sigma_{VTG} = 0$). Der Einfluss von Wärmeaustauschprozessen auf den Massendurchsatz bleibt im vorgestellten Modell unberücksichtigt. Der Ansatz findet sowohl für adiabate als auch diabate Expansionsvorgänge Anwendung.

3.5 Laufzeugmodell

Wie in Abschnitt 3.1 angeführt, besteht ausschließlich eine thermodynamische Kopplung zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Abgasturbolader. Der Turbolader läuft „frei“. Bild 3.26 stellt den zeitlichen Verlauf der Turboladerdrehzahl bei sprungförmiger Anregung der VTG-Position dar. Die Zeitkonstante des Systems liegt im Bereich 0,5 bis 1,5 s. Sie wird maßgeblich durch die Massenträgheit des Laufzeugs bestimmt.

Zur Nachbildung des dynamischen Verhaltens des Turboladers wird der Drehimpulssatz herangezogen. Mit der hier gewählten Vorzeichenregelung gilt

$$\frac{d\omega_{ATL}}{dt} = -\frac{1}{J_{ATL}} (M_T + M_V + M_R), \quad (3.138)$$

wobei M_T und M_V für das Turbinen- bzw. das Verdichterdrehmoment an der Welle stehen. Über das Reibmoment M_R wird die Reibung der Wellenführungen sowie der Dichtungen berücksichtigt. Das Trägheitsmoment des Laufzeuges ist mit J_{ATL} bezeichnet. Für die Turboladerdrehzahl ergibt sich durch Umformen von Gl. (3.138)

$$\frac{dn_{ATL}}{dt} = -\left(\frac{1}{2\pi}\right)^2 \frac{P_T + P_V + P_R}{n_{ATL} J_{ATL}}. \quad (3.139)$$

Die Wellenleistung P_T der Turbine ist durch Gl. (3.102) gegeben. Die Wellenleistung P_V des Verdichters wird nach Gl. (3.35) berechnet. Die Bestimmung der Reibleistung P_R in Gl. (3.139) ist Gegenstand des nachfolgenden Abschnittes (Abschnitt 3.6).

Das Trägheitsmoment J_{ATL} wird im Rahmen dieser Arbeit experimentell aus dynamischen Motorprüfstandsdaten ermittelt. Der identifizierte Wert beträgt $J_{ATL} = 1,145 \cdot 10^{-5} \text{ kg m}^2$. Er stimmt grob mit dem in [212] genannten Wert $J_{ATL} = 1,475 \cdot 10^{-5} \text{ kg m}^2$ für einen nahezu baugleichen Turbolader (Garrett GT1749V) überein.

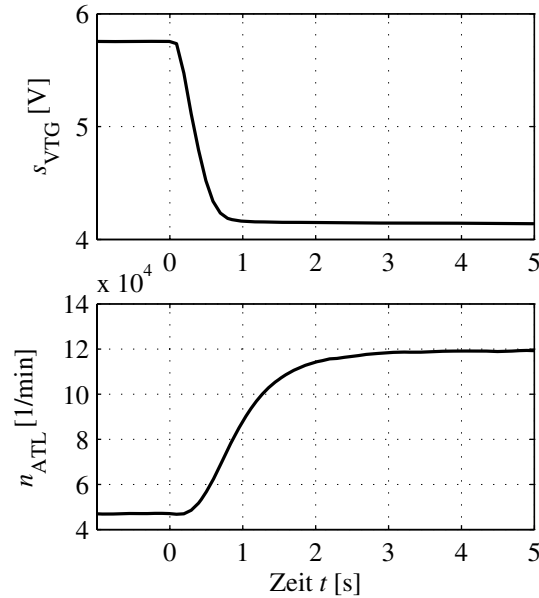


Bild 3.26: Dynamisches Verhalten des Abgasturboladers; variierte Stellgröße: VTG-Steuersignal u_{VTG} ; Motordrehzahl $n_{\text{Mot}} = 3000 \text{ 1/min}$; Fahrpedalstellung $\alpha_{\text{ped}} = 20 \%$. Das aus der Abbildung ersichtliche PT_n -Verhalten, mit $n \geq 2$, erklärt sich daraus, dass sich der Beschleunigungsvorgang der Turboladerwelle und die Ausgleichsvorgänge in den Speichern des Luft- und Abgaspfades überlagern. Im betrachteten Motorbetriebspunkt entsprechen die Behälterzeitkonstanten des Luft- und Abgaspfades etwa den Minimalwerten in Tabelle 2.2. Darüber hinaus ist die Aktordynamik zu berücksichtigen.

3.6 Reibmodell

Die mechanische Reibung des Turboladers wird in Simulationsmodellen oft vernachlässigt oder nur implizit im Turbinengesamtwirkungsgrad berücksichtigt (siehe Gl. (3.8)). Lediglich vereinzelt erfolgt eine separate Quantifizierung der Reibleistung mittels eines einfachen empirischen Ansatzes der Form $P_R = k n_{\text{ATL}}^2$ (siehe z. B. [148]). Im Gegensatz hierzu soll im Folgenden, in Erweiterung von [212], ein *physikalisches* Reibmodell für die Lagerungen des Turboladers abgeleitet werden.

Für die Drehführung der Turboladerwelle kommen sowohl Wälzlager in Form von Kugellagern als auch klassische Gleitlager zum Einsatz. Großserienlader für Pkw-Motoren im unteren und mittleren Leistungsbereich sind aus Kostengründen nahezu ausschließlich mit Gleitlagerungen versehen. Die Aufnahme der Gaskräfte erfolgt in der Regel mittels zweier Radiallagerungen und einer Axiallagerung, welche zwischen Verdichter- und Turbinenlaufrad angeordnet sind (Innenlagerung). Die Radiallagerung ist entweder als Schwimmbuchsen- oder als Einbuchsenlagerung ausgeführt. Das Axiallager ist zumeist als beidseitig belastbares Keilflächengleitlager ausgebildet [72, 127, 163].

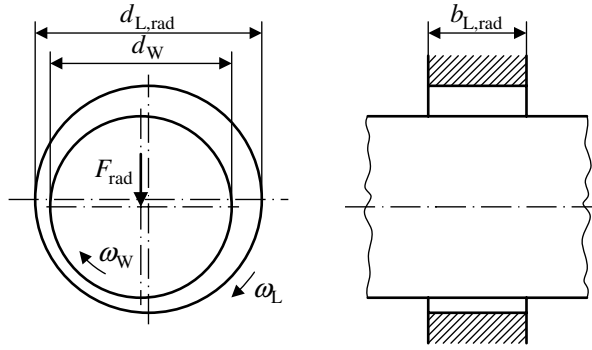


Bild 3.27: Radialgleitlager (schematisch)

Grundlage der Modellierung stellen die in der Basisliteratur [42, 115, 142, 194] aufgeführten Gleichungen für hydrodynamisch geschmierte Gleitlager dar. Die Herleitung des Reibmodells unterliegt dabei den folgenden Annahmen:

- reine Flüssigkeitsreibung (Hochlauf des Läufers wird nicht berücksichtigt)
- (quasi-) stationäre Lagerbelastung
- laminare Strömung im Lagerspalt
- Reibung der Lagerdichtungen wird Reibung der Wellenführungen zugerechnet.

Radiallager

Bild 3.27 stellt den schematischen Aufbau eines Radialgleitlagers sowie die für die Berechnung maßgeblichen Größen dar. Aufgrund der hohen Turboladerdrehzahlen und der geringen Lagerlast wird von einem nahezu konzentrischen Lauf (vernachlässigbare Exzentrizität) und damit von reiner Schleppströmung ausgegangen. Für die Reibleistung eines Radiallagers gilt allgemein:

$$P_{R,rad} = F_{R,rad} (u_W - u_L) = \mu_{rad} F_{rad} (u_W - u_L). \quad (3.140)$$

Dabei bezeichnet $F_{R,rad}$ die Reibkraft, F_{rad} die radiale Lagerkraft (Belastungskraft) und μ_{rad} die Reibzahl. Die Größen u_W und u_L stehen für die Umfangsgeschwindigkeiten der Welle bzw. der Lagerschale. Unter der Annahme einer stillstehenden Lagerschale (Starrbuchsenlagerung) vereinfacht sich Gl. (3.140) zu

$$P_{R,rad} = \mu_{rad} F_{rad} u_W. \quad (3.141)$$

Die auf das relative Lagerspiel $\Psi = (d_{L,rad} - d_W)/d_{L,rad}$ bezogene Reibzahl kann für den Schnelllaufbereich ($So < 1$) gemäß

$$\frac{\mu_{rad}}{\Psi} = \frac{\pi}{So} \quad (3.142)$$

approximiert werden [115, 142]. Die Sommerfeldzahl So , ein Kennwert für die hydrodynamische Tragfähigkeit von Gleitlagern, ist dabei durch

$$So = \frac{F_{rad} \Psi^2}{b_{L,rad} d_{L,rad} \eta_{Öl} \omega_{eff}} \quad \text{mit} \quad \omega_{eff} = \omega_W = \omega_{ATL} \quad (3.143)$$

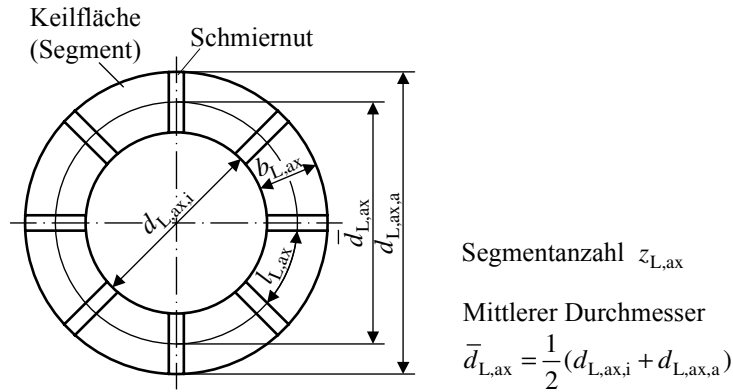


Bild 3.28: Axialgleitlager (Mehrkeilflächenlager), schematisch

gegeben. Einsetzen von Gln. (3.142) und (3.143) in Gl. (3.141) liefert für die Reibleistung eines Radialgleitlagers

$$P_{R,rad} = 2\pi^3 \frac{b_{L,rad} d_{L,rad}^3}{d_{L,rad} - d_W} \eta_{Öl} n_{ATL}^2. \quad (3.144)$$

Axiallager

Ein großer Teil der Reibverluste ist durch die Axiallagerung bedingt und hängt somit von der axialen Belastung der Turboladerwelle ab [15]. Analog zu Gl. (3.140) folgt für die Reibleistung eines Axiallagers:

$$P_{R,ax} = F_{R,ax} \bar{u} = \mu_{ax} F_{ax} \bar{u}. \quad (3.145)$$

Hier steht $F_{R,ax}$ für die Reibkraft, F_{ax} für die axiale Belastungskraft und \bar{u} für die Gleitgeschwindigkeit auf dem mittleren Gleitdurchmesser $\bar{d}_{L,ax}$ (Bild 3.28). Die Reibzahl μ_{ax} kann nach [42, 115, 142] näherungsweise zu

$$\mu_{ax} = \frac{K_R h_{min}}{b_{L,ax} \sqrt{So_{ax}}} \quad (3.146)$$

bestimmt werden. Dabei bezeichnet h_{min} die minimale Schmierfilmdicke, So_{ax} die axiale Sommerfeldzahl (Tragzahl) und K_R einen konstanten Reibbeiwert ($K_R \approx 3$). Die Sommerfeldzahl ist als

$$So_{ax} = \frac{\bar{p} h_{min}^2}{\eta_{Öl} \bar{u} b_{L,ax}} \quad \text{mit} \quad \bar{p} = \frac{F_{ax}}{z_{L,ax} l_{L,ax} b_{L,ax}} \quad (3.147)$$

definiert. Einsetzen von Gln. (3.146) und (3.147) in Gl. (3.145) liefert nach wenigen Umformungen

$$P_{R,ax} = K_R \sqrt{\pi^3 z_{L,ax} l_{L,ax} \bar{d}_{L,ax}^3 \eta_{Öl} F_{ax} n_{ATL}^3}. \quad (3.148)$$

Die axiale Belastungskraft F_{ax} wird stark vereinfachend über die statische Druckverteilung in den Laufrädern von Turbine und Verdichter abgeschätzt:

$$F_{ax} = |\bar{p}_{T,La} \bar{A}_{T,La,ax} - \bar{p}_{V,La} \bar{A}_{V,La,ax}|. \quad (3.149)$$

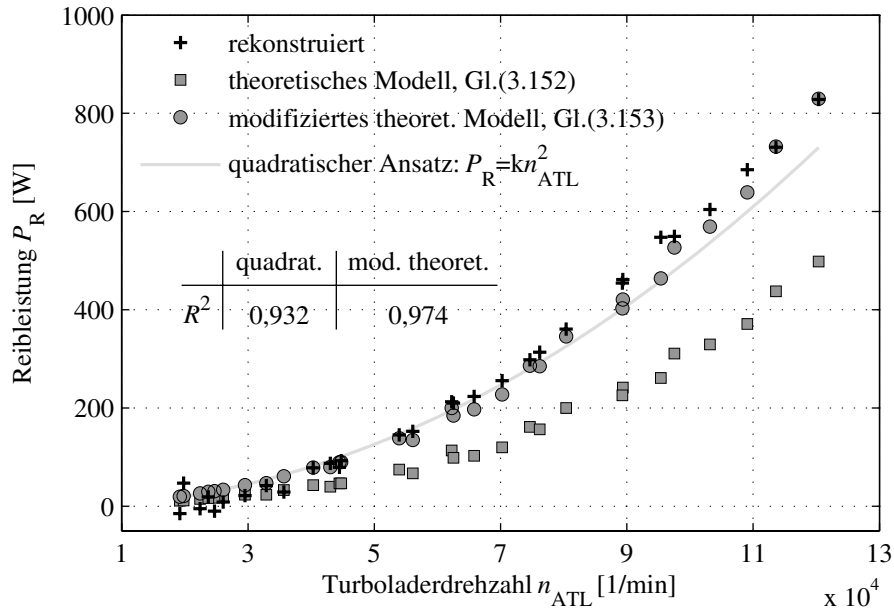


Bild 3.29: Validierung des Reibmodells: Vergleich der aus Messdaten rekonstruierten und der simulierten Reibleistung für Turboladerdrehzahlen $n_{ATL} = 18.000 \dots 120.000$ 1/min; variierte Stellgrößen: VTG-Position $s_{VTG,soll}$ und Motordrehzahl n_{Mot} ; Fahrpedalstellung $\alpha_{ped} = 0\%$ (Kaltmessung)

Hierbei stellen $\bar{A}_{V,La,ax}$ und $\bar{A}_{T,La,ax}$ die mittlere Projektionsfläche der Rotoren in axialer Richtung dar. Als wirksamer Fluiddruck wird der mittlere statische Druck im jeweiligen Laufrad entsprechend

$$\bar{p}_{V,La} = 0,5(p_{V1} + p_{V2}) \approx 0,5(p_{V0} + p_{V5}) \quad (3.150)$$

$$\bar{p}_{T,La} = 0,5(p_{T3} + p_{T4}) \approx 0,5(p_{T0} + p_{T5}) \quad (3.151)$$

angesetzt. Die Verwendung der Näherungslösungen in den Gln. (3.150) und (3.151) vermeidet zusätzliche Kopplungen zwischen dem Reib- und dem Verdichter- und Turbinenmodell und ermöglicht eine separate Identifikation der Reibungsverluste ausschließlich auf Basis direkt messbarer Größen. Für eine detailliertere Analyse und Berechnung der axialen Belastungskraft sei auf [191] verwiesen.

Gesamtreibverluste

Die Gesamtreibverluste setzen sich aus den Verlustleistungen der beiden Radiallager und des Axiallagers zusammen

$$P_{R,th} = P_{R,rad,1} + P_{R,rad,2} + P_{R,ax}. \quad (3.152)$$

Die Teilverluste werden dabei nach den Gln. (3.144) und (3.148) berechnet. Bild 3.29 zeigt den Verlauf der theoretischen Reibleistung in Abhängigkeit der Turboladerdrehzahl. Es ist zu erkennen, dass die auf Basis von Geometrie- und Stoffdaten berechnete Reibleistung etwa 40 %

unter der aus Messdaten rekonstruierten Reibleistung liegt. Zur Anpassung des Modells an die experimentell bestimmten Daten werden die beiden Korrekturfaktoren $K_{R,rad}$ und $K_{R,ax}$ eingeführt

$$P_R = K_{R,rad} (P_{R,rad,1} + P_{R,rad,2}) + K_{R,ax} P_{R,ax}. \quad (3.153)$$

Die Rechenergebnisse des modifizierten Modells sind ebenfalls Bild 3.29 zu entnehmen. Zum Vergleich ist als durchgezogene Linie ein einfacher quadratischer Ansatz eingetragen. Während der quadratische Ansatz die rekonstruierte Reibleistung insbesondere für höhere Turboladerdrehzahlen nur ungenau nachbildet, gibt das Modell nach Gl. (3.153) die Messdaten über den gesamten Drehzahlbereich mit guter Genauigkeit wieder. Hier wird erneut der Vorzug der physikalischen Modellbildung deutlich. Negative Werte der rekonstruierten Verlustleistung für sehr kleine Turboladerdrehzahlen sind auf Messungenauigkeiten bzw. Wärmeübertragungseffekte zurückzuführen.

3.7 Wärmeübergangsmodell

Mit Hilfe des Wärmeübergangsmodells werden die Wärmeabgabe der Turbine \dot{Q}_T sowie der Wärmeeintrag in den Verdichter \dot{Q}_V quantifiziert. Die zugrundeliegenden Wärmetransportprozesse im Abgasturbolader sind äußerst komplex [27, 125]. Der von der Turbine abgeführte Wärmestrom setzt sich aus einem Wärmestrom an die Umgebung durch natürliche Konvektion und durch Strahlung sowie einen Wärmestrom an das Lagergehäuse durch Wärmeleitung zusammen. Der dem Lagergehäuse zufließende Wärmestrom spaltet sich wiederum in einen Anteil auf, der in den Verdichter eingetragen wird, einen Verlustanteil an die Umgebung und einen Anteil, der in den Lagerkammern an das Schmieröl übergeht. Die Reibverluste der Lagerungen P_R werden ebenfalls in Form eines Abwärmestroms an das Schmieröl und das Lagergehäuse übertragen. Die dem Verdichter konduktiv zugeführte Wärme geht zu einem Teil an die Ladeluftströmung über. Der andere Teil wird durch natürliche Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegeben. Neben den bisher aufgeführten Wärmetransportvorgängen ergibt sich zudem ein direkter Wärmeaustausch zwischen Turbine, Lagergehäuse und Verdichter durch freie Konvektion und Strahlung.

Eine exakte Bestimmung aller Einzelwärmeströme ist sowohl rechnerisch als auch experimentell wegen der Komplexität der Randbedingungen nicht möglich [125]. Diese ist für die Zielstellung dieser Arbeit allerdings auch nicht erforderlich. Vor dem Hintergrund der begrenzten Rechenressourcen soll im Folgenden ein stark vereinfachtes Wärmeübertragungsmodell hergeleitet werden.

Tabelle 3.1: Massenverteilung im Abgasturbolader

	Masse m_{rel} [%]	Masse m_{abs} [kg]	
Verdichtergehäuse	16	0,65	
Lagergehäuse einschl. Laufzeug	37	1,55	} $m_{TL,W}$
Turbinengehäuse	47 ¹	2 ¹	

¹ Der Versuchsmotor ist mit einem integrierten Abgaskrümm器 ausgestattet, d. h., Auslasssammler und Turbinengehäuse bilden eine Einheit. Es wird angenommen, dass die Masse des Turbinengehäuses etwa die Hälfte der Masse des integrierten Abgaskrümmers ausmacht.

Eine Bilanzierung der in das Ersatzmodell ein- und austretenden Wärmeströme liefert den Gleichungssatz

$$\dot{Q}_{T,GW} = \alpha_{T,GW} A_{T,GW} \Delta T_{T,GW} = \alpha_{T,GW} A_{T,GW} (T_{TL,W} - T_{T0*}) \quad (3.154)$$

$$\dot{Q}_{TL,WU} = \alpha_{TL,WU} A_{TL,WU} \Delta T_{TL,WU} = \alpha_{TL,WU} A_{TL,WU} (T_U - T_{TL,W}) \quad (3.155)$$

$$\dot{Q}_{TL,WK} = \alpha_{TL,WK} A_{TL,WK} \Delta T_{TL,WK} = \alpha_{TL,WK} A_{TL,WK} (T_{K,zu} - T_{TL,W}) \quad (3.156)$$

$$\dot{Q}_{V,WG} = \alpha_{V,GW} A_{V,GW} \Delta T_{V,WG} = \alpha_{V,GW} A_{V,GW} (T_{V0*} - T_{TL,W}) \quad (3.157)$$

$$c_{TL,W} m_{TL,W} \frac{dT_{TL,W}}{dt} = -(\dot{Q}_{T,GW} - \dot{Q}_{TL,WU} - \dot{Q}_{TL,WK} - \dot{Q}_{V,WG}). \quad (3.158)$$

Hierbei stellen α_i die mittleren Wärmeübergangskoeffizienten, A_i die Wärmeaustauschflächen und ΔT_i die charakteristischen Temperaturdifferenzen der einzelnen Wärmetransportprozesse dar. Wie bei der Modellierung der Kühler im Luft- und Abgaspfad (Abschnitt 2.3.2) werden die Temperaturdifferenzen ΔT_i mit der eintrittsseitigen Fluidtemperatur gebildet. Die Wärmeabgabe der Turbine und die Wärmeaufnahme des Verdichters ergeben sich aus den Gln. (3.154) und (3.157) zu

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{T,GW} \quad (3.159)$$

$$\dot{Q}_V = -\dot{Q}_{V,WG}. \quad (3.160)$$

Nachfolgend soll auf die Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten eingegangen werden.

Wärmeaustrag aus der Turbinenströmung

Die Wärmeübertragung zwischen Turbinenströmung und Festkörper erfolgt durch erzwungene Konvektion. Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{T,GW}$ werden die in Anhang B dargestellten Beziehungen verwendet. Die Reynolds-Zahl $Re_{T,GW}$ wird in Anlehnung an [27] zu

$$Re_{T,GW} = \frac{\dot{m}_T l_{T,GW}}{\eta_{VG}(T_{T0*}, \lambda_{T0}) A_{T,G}} \quad (3.161)$$

$$l_{T,GW} = \frac{\pi}{4} (d_{T3} - d_{T4,i}) \quad (3.162)$$

$$A_{T,G} = \pi d_{T3} b_{T3} \quad (3.163)$$

definiert. Hierbei gibt $l_{T,GW}$ die charakteristische Länge und $A_{T,G}$ den Strömungsquerschnitt an. Die Reynolds-Zahl überdeckt beim Versuchsträger den Wertebereich $3400 < Re < 98000$. Folglich liegt überwiegend turbulente Strömung vor. Die dynamische Viskosität η_{VG} des Verbrennungsgases wird mit der Temperatur T_{T0*} am Turbineneintritt berechnet.

Wärmeübertragung vom Turboladergehäuse an die Umgebung

Die Wärmeübertragung zwischen dem Turboladergehäuse und der Umgebung ist durch konvektive und radiative Wärmeübertragungsprozesse geprägt

$$\alpha_{TL,WU} = \alpha_{TL,WU,frK} + \alpha_{TL,WU,Str}. \quad (3.164)$$

Für die Bestimmung von $\alpha_{\text{TL,WU,frK}}$ und $\alpha_{\text{TL,WU,Str}}$ sei wiederum auf Anhang B verwiesen. Der Emissionsgrad des Turboladergehäuses wird zu $\epsilon_{\text{TL,W}} = 0,93$ angenommen [27].

Wärmeübertragung vom Turboladergehäuse an das Motoröl

Die Wärmeabgabe an den Ölstrom erfolgt durch erzwungene Konvektion und wird mit Hilfe des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{\text{TL,WK}}$ beschrieben. Analog zur Berechnung des kühlmittelseitigen Wärmeübergangs im AGR-Kühler (siehe Abschnitt 2.3.2) muss zur Bestimmung der Wärmeabgabe der Öldurchsatz durch den Abgasturbolader abgeschätzt werden. Zur Schmierölversorgung von Verbrennungsmotoren werden in der Regel Zahnrad-, Sichel- oder Flügelzellenpumpen eingesetzt, die von der Kurbelwelle des Motors angetrieben werden. Im relevanten Betriebsbereich des Motors kann der geförderte Ölvolumenstrom durch eine lineare Funktion in Abhängigkeit der Motordrehzahl abgebildet werden (siehe [129, 205]). Für den Öldurchsatz durch den Abgasturbolader ergibt sich

$$\dot{V}_{\text{Öl}} = \zeta_{\text{ATL}} K_{\text{ÖP}} n_{\text{Mot}}. \quad (3.165)$$

Hierbei bezeichnet $K_{\text{ÖP}}$ den Proportionalitätsfaktor, welcher die Pumpencharakteristik wiedergibt, und ζ_{ATL} den Anteil des Turboladeröldurchsatzes am gesamten Förderstrom der Ölpumpe. Als Richtwert kann ein maximaler Öldurchfluss durch den Turbolader von etwa 4 bis 5 l/min angenommen werden.

Anders als im AGR-Kühler kann die Wärmeabgabe an das Kühlmedium (hier: Motoröl) nicht durch einfache Wärmeübergangsbeziehungen für Rohrströmungen bestimmt werden. Die komplexen Strömungsverhältnisse in den Lagern und Lagerkammern des Turboladers werden nämlich nicht nur durch den von der Ölpumpe vorgegebenen Öldurchsatz sondern zudem durch die Drehbewegung der Turboladerwelle geprägt. Im Folgenden wird angenommen, dass die Wärmeübertragung zwischen Festkörper und Öl vornehmlich in den Lagerkammern erfolgt. Zur Quantifizierung wird auf eine Nußelt-Korrelation nach [32] zurückgegriffen

$$Nu_{\text{TL,WK}} = 0,35 l_{\text{TL,WK}}^{1,46} Re_{\text{TL,WK,Sperr}}^{0,48} Re_{\text{TL,WK,Öl}}^{0,32} Re_{\text{TL,WK,u}}^{0,35}. \quad (3.166)$$

Hierbei steht $l_{\text{TL,WK}}$ für die charakteristische Länge. Die Größen $Re_{\text{TL,WK,Sperr}}$, $Re_{\text{TL,WK,Öl}}$ und $Re_{\text{TL,WK,u}}$ stellen auf den Sperrluftstrom, den Ölstrom und die Umfangsgeschwindigkeit bezogene Reynolds-Zahlen dar. Turbolader sind üblicherweise ohne Sperrluft-Dichtungen ausgeführt. Die Beziehung (3.166) wird daher zu

$$Nu_{\text{TL,WK}} = k_1' l_{\text{TL,WK}}^{k_2'} Re_{\text{TL,WK,Öl}}^{k_3'} Re_{\text{TL,WK,u}}^{k_4'} \approx k_1 Re_{\text{TL,WK,Öl}}^{k_2} Re_{\text{TL,WK,u}}^{k_3} \quad (3.167)$$

modifiziert. Über die Faktoren k_1 bis k_3 erfolgt eine Anpassung an Messdaten. Die auf die Umfangsgeschwindigkeit bezogene Reynolds-Zahl ist zu

$$Re_{\text{TL,WK,u}} = \frac{\pi d_{\text{W}} n_{\text{ATL}} l_{\text{TL,WK}}}{\nu_{\text{Öl}}(T_{\text{K,zu}})} \quad (3.168)$$

definiert. Für die Reynolds-Zahl der Ölströmung gilt

$$Re_{\text{TL,WK,Öl}} = \frac{4 \dot{V}_{\text{Öl}}}{\nu_{\text{Öl}}(T_{\text{K,zu}}) l_{\text{TL,WK}}}. \quad (3.169)$$

Die charakteristische Länge in den Gln. (3.166) bis (3.169) bestimmt sich gemäß

$$l_{TL,WK} = \frac{4 A_{LK}}{U_{LK}} = \frac{2 b_{LK} h_{LK}}{b_{LK} + h_{LK}}. \quad (3.170)$$

Hierbei gibt b_{LK} die Breite der Lagerkammer im Axialschnitt und h_{LK} deren Höhe an.

Wärmeeintrag in die Verdichterströmung

Zur Beschreibung der Wärmeübertragung vom Turboladergehäuse an die Ladeluft wird ein einfaches 1D-Nußelt-Gesetz formuliert. Die charakteristische Nußelt-Zahl wird dabei gemäß

$$Nu_{V,GW} = \frac{\alpha_{V,GW} l_{V,GW}}{\lambda_{l,Luft}(\bar{T}_{V,GW})} \quad (3.171)$$

mit

$$\bar{T}_{V,GW} = \frac{1}{2}(T_{V0*} + T_{TL,W}) \quad (3.172)$$

gebildet. Die charakteristische Länge $l_{V,GW}$ ist in Übereinstimmung mit [27] zu

$$l_{V,GW} = \frac{\pi}{4} (d_{V2} - d_{V1,i}) \quad (3.173)$$

definiert. Die Nußelt-Zahl $Nu_{V,GW}$ wird durch eine empirische Korrelation

$$Nu_{V,GW} = f(Re_{V,GW}) = k_1 \exp\left(\frac{-Re_{V,GW}}{k_2}\right) \quad (3.174)$$

abgebildet. Die Koeffizienten k_1 und k_2 werden aus Motorprüfstandsdaten abgeschätzt. Eine Abhängigkeit der Nußelt-Zahl von der Wandtemperatur des Turboladergehäuses wird aus Gründen der Rechenvereinfachung vernachlässigt. In die Berechnung der charakteristischen Reynolds-Zahl $Re_{V,GW}$ geht üblicherweise die mittlere Strömungsgeschwindigkeit bzw. der Gasmassenstrom ein. In dieser Arbeit wird die Reynolds-Zahl

$$Re_{V,GW} = \frac{\rho_{V0*} u_{V2} l_{V,GW}}{\eta_L(T_{V0*})} \quad (3.175)$$

hingegen auf die Umfangsgeschwindigkeit u_{V2} bezogen. Hierdurch kann eine etwas höhere Abbildungsgenauigkeit erreicht werden. Die Stoffwerte in Gl. (3.175) werden mit den Zustandsgrößen am Verdichtereintritt bestimmt.

Die empirische Nußelt-Beziehung (3.174) trägt dem Umstand Rechnung, dass die in Gl. (3.171) definierte Nußelt-Zahl mit zunehmender Reynolds-Zahl abnimmt (vgl. [27]). Mit herkömmlichen Wärmeübergangsgesetzen für Rohrströmungen kann nur ein Anstieg der Nußelt-Zahl über der Reynolds-Zahl dargestellt werden. Bild 3.31 stellt die aus Messdaten rekonstruierten und die berechneten Nußelt-Zahlen gegenüber.

Die negative Steigung der Kurve kann damit erklärt werden, dass bei zunehmendem Massenstrom bzw. zunehmender Turboladerdrehzahl die Verdichteraustrittstemperatur infolge des Kompressionsvorgangs anwächst. Hierdurch verringert sich der mittlere Temperaturgradient zwischen Fluid

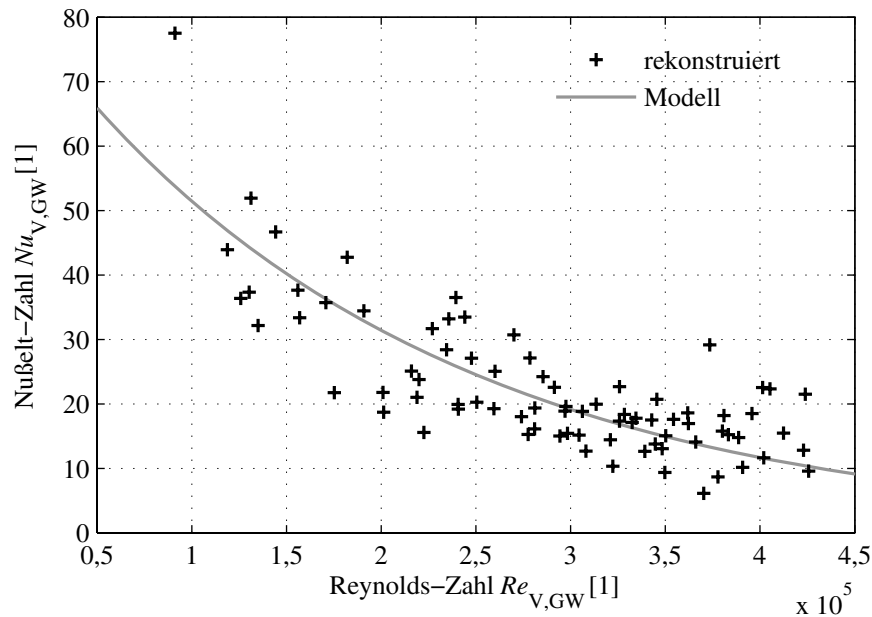


Bild 3.31: Vergleich der rekonstruierten und der berechneten Verdichter-Nußelt-Zahlen für Turboladerdrehzahlen $n_{ATL} = 20.000 \dots 100.000 \text{ 1/min}$

und Wandung und folglich der Wärmeeintrag in das Fluid. Bei sehr hohen Strömungs- bzw. Umfangsgeschwindigkeiten kann der Fall eintreten, dass sich die Richtung des integralen Wärmestroms umkehrt, also Wärme von der aufgeheizten Ladeluft an die Wandung abgegeben wird. Die Nußelt-Zahl wird dann negativ. Wie in Abschnitt 3.2.1 erläutert, beeinflusst der Wärmetransfer das Prozessverhalten des Verdichters hauptsächlich im Bereich kleiner Massenströme und Turboladerdrehzahlen. In Betriebspunkten mit hohen Massenströmen und Drehzahlen spielt der Wärmeaustausch lediglich eine untergeordnete Rolle. Die Richtungsumkehr des Verdichterwärmestroms wird daher in dieser Arbeit nicht berücksichtigt und von Gl. (3.174) nicht erfasst.

3.8 Gesamtmodell

Eine Verschaltung der in den Abschnitten 3.3 bis 3.7 entwickelten Teilmodelle liefert das in Bild 3.32 dargestellte Gesamtmodell des VTG-Abgasturboladers. Zu den wesentlichen Eingangsgrößen des Modells zählen die thermodynamischen Zustandsgrößen in den vor- und nachgeschalteten Speicherelementen des Luft- und Abgaspfades sowie die VTG-Stellung. Ausgangsgrößen sind der Massenstrom und die spezifische Enthalpie von Verdichter und Turbine. Die grau hinterlegten Blöcke in Bild 3.32 entsprechen dem Verdichter-, dem Turbinen-, dem Wärmeübergangs- und dem Laufzeugmodell. Das Laufzeugmodell schließt das in Abschnitt 3.6 vorgestellte physikalische Reibmodell ein.

Das Modell des Verdichters setzt sich aus einem Modell für das Verdichterdruckverhältnis und einem Modell für die spezifische Verdichterarbeit zusammen. Der Verdichtermassenstrom stellt eine zusätzliche Modellzustandsgröße dar und wird mittels des Impulssatzes für stationäre Strö-

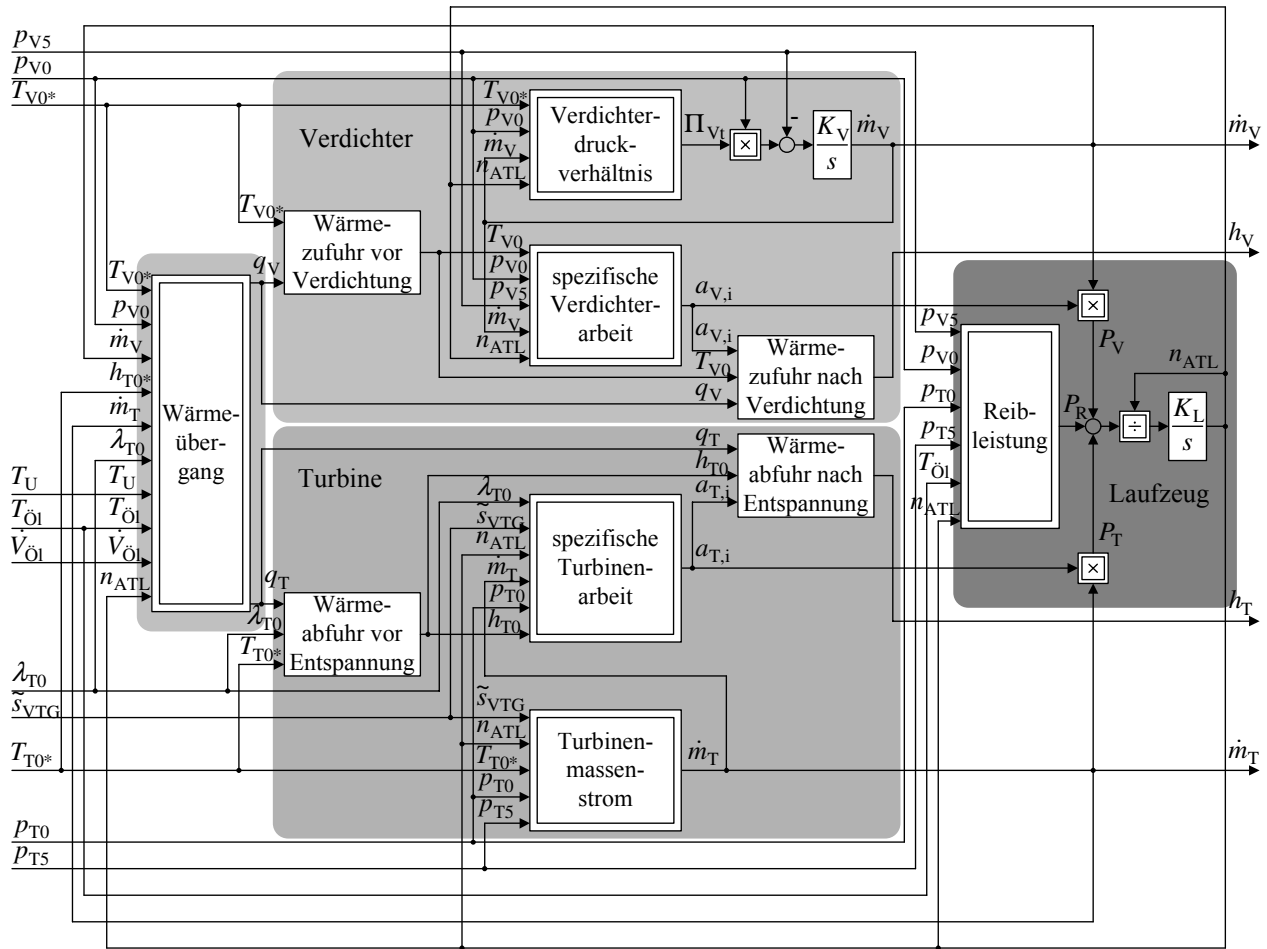


Bild 3.32: Signalflussplan des Abgasturboladermodells (kinetische Energien am Ein- und Austritt der Strömungsmaschinen vernachlässigt); Verstärkungsfaktoren der Integratoren:
 $K_V = A_V / l_V$, $K_L = -1 / (4\pi^2 J_{ATL})$

mungen aus dem Druck am Verdichteraustritt und dem Druck im nachfolgenden Speicherelement berechnet (Abschnitt 3.3.7). Das Modell der spezifischen Verdichterarbeit beruht auf der Euler'schen Hauptgleichung der Turbomaschinen (Abschnitt 3.3.3). Zur Nachbildung des diabaten Verhaltens des Verdichters werden Wärmeeinträge vor und nach Verdichtung berücksichtigt (Abschnitt 3.3.2).

Einen ähnlichen Aufbau zeigt das Modell der Turbine. Anders als beim Verdichter wird hier der Massenstrom unmittelbar über eine empirische Korrelation berechnet (Abschnitt 3.4.8). Das Modell der spezifischen Turbinenleistung basiert wiederum auf der Kreiselhauptgleichung (Abschnitt 3.4.3). Das thermische Verhalten der Turbine wird durch eine Wärmeabfuhr vor Entspannung und eine Wärmeabfuhr nach Entspannung modelliert (Abschnitt 3.4.2).

Innerhalb des Laufzeugmodells (Abschnitt 3.5) wird aus der Verdichter-, der Turbinen- und der Reibleistung die Turboladerdrehzahl bestimmt. Grundlage ist der Drehimpulssatz. Die Reibleistung wird mittels des oben genannten Reibmodells abgeschätzt.

Das dynamische Wärmeübergangsmodell (Abschnitt 3.7) beschreibt den Wärmeaustausch zwischen Turbine, Verdichter, Lagergehäuse, Motoröl und Umgebung. Es liefert als Ausgangsgrößen die aus der Turbinenströmung abgeführte Wärme sowie die der Verdichterströmung zugeführte Wärme. Das Modell beruht auf dem Ansatz konzentrierter Parameter.

Die bisher dargestellten Rechenergebnisse zeigen, dass das entwickelte fluidmechanische Turboladermodell das Betriebsverhalten des Abgasturboladers realitätsnah wiedergibt. Gerade im Bereich kleiner Massenströme und niedriger Turboladerdrehzahlen weist das Modell eine hohe Abbildungsqualität auf. Diese Betriebsbereiche können - wie bereits mehrfach ausgeführt - mit konventionellen Kennfeldansätzen nur sehr bedingt abgebildet werden. Weitere Simulationsergebnisse sind Kapitel 7 zu entnehmen.

4 Modellbildung der Zylindergruppe

4.1 Grundlagen

Der in den Zylindern des Verbrennungsmotors ablaufende Arbeitsprozess stellt einen offenen thermodynamischen Kreisprozess mit innerer Verbrennung dar. Er unterteilt sich üblicherweise in vier Phasen (Viertakt-Verfahren). Im ersten Takt wird das durch den Luftpfad konditionierte Frischgas bei geöffnetem Einlassventil unter turbulenten Strömungsbedingungen in den Zylinder eingebracht. Nach Schließen des Einlassventils wird die Zylinderfüllung im zweiten Takt durch den Kolben verdichtet, wobei sich die Temperatur deutlich erhöht. Kurz vor dem oberen Totpunkt (OT) des Kolbens wird der flüssige Dieseldieselkraftstoff in den Brennraum eingespritzt und zerstäubt. Nach Verdampfung und Selbstzündung des Kraftstoffsprays oxidieren die Kohlenwasserstoffverbindungen (C_xH_y) des Brennstoffs mit dem Sauerstoff der Ladeluft unter Wärmeabgabe zu Kohlendioxid und Wasserdampf (vgl. [129])



Hierbei geben ν_i die stöchiometrischen Koeffizienten der Reaktion und ΔH_R die freigesetzte Reaktionsenthalpie an. Aufgrund nicht idealer Verbrennungsbedingungen und einer von der Modellvorstellung abweichenden Kraftstoff- und Luftzusammensetzung entstehen neben den Hauptreaktionsprodukten CO_2 und H_2O weitere unerwünschte Nebenbestandteile wie die bereits mehrfach genannten Luftschadstoffe Stickoxide (NO_x) und Partikel (PM). Die bei der Verbrennung freiwerdende thermische Energie wird im dritten Takt mit Hilfe des Kurbeltriebs in mechanische Nutzarbeit umgewandelt. Im vierten und letzten Takt werden die entstandenen Reaktionsprodukte durch das geöffnete Auslassventil in das Abgassystem ausgeschoben.

Der motorische Arbeitsprozess wird maßgeblich durch die Gemischbildungsvorgänge und die Verbrennung geprägt. Einen Überblick über die einzelnen Teilprozesse der Dieseldieselverbrennung gibt Bild 4.1. Abweichend von der konventionellen ottomotorischen Verbrennung laufen die Teilprozesse beim Dieselmotor nicht sequentiell sondern überwiegend parallel ab und beeinflussen sich wechselseitig. Aufgrund der Komplexität der Vorgänge ist eine vollständige Darstellung und exakte Berechnung bis heute nicht möglich [158]. Einige grundlegende Aspekte sollen im Folgenden basierend auf [90, 129, 131, 158, 197, 216] kurz umrissen werden.

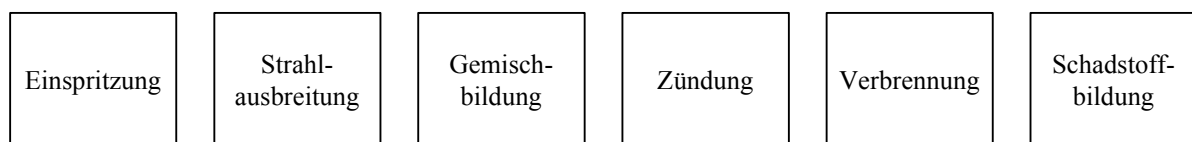


Bild 4.1: Teilprozesse der dieseldieselmotorischen Verbrennung (modifiziert nach [129])

Einspritzung

Maßgebende Parameter der Kraftstoffeinbringung sind der Einspritzbeginn, die zeitliche Formung des Einspritzverlaufs, die Einspritzdauer, der Einspritzdruck und die Anzahl der Teileinspritzungen. Sie haben unmittelbare Auswirkungen auf die nachfolgenden Teilprozesse der Gemischbildung und Verbrennung und beeinflussen so den thermodynamischen Wirkungsgrad, die Schadstoffentstehung und das Verbrennungsgeräusch.

Aufgrund von Verbrauchs- und Emissionsvorteilen werden bei modernen Pkw-Dieselmotoren nahezu ausschließlich Direkteinspritzverfahren angewandt. Die Einspritzung in den Brennraum erfolgt über eine einzelne zentral im Zylinderkopf angeordnete Einspritzdüse, welche als Mehrlochdüse (Sitz- oder Sacklochdüse) mit Lochdurchmessern von 105 bis 135 μm ausgeführt ist [131]. Der Brennraum wird durch eine mehr oder weniger ausgeprägte Mulde im Kolbenboden gebildet.

Das heute am häufigsten eingesetzte Einspritzsystem stellt das Speichereinspritzsystem Common-Rail (CR) dar. Beim Common-Rail-System wird der Einspritzdruck mithilfe einer Hochdruckpumpe und eines zentralen Speichervolumens (Rail) unabhängig von der Motordrehzahl, der Einspritzmenge und der Kurbelwellenposition aufgebaut. Auf diese Weise können die Einspritzparameter sehr flexibel vorgegeben und an den jeweiligen Motorbetriebspunkt angepasst werden. Aktuelle Speichereinspritzsysteme ermöglichen bis zu fünf Einspritzungen pro Zylinder und Arbeitsspiel. Der maximale Systemdruck liegt bei 1800 bis 2000 bar [129, 131].

Strahlausbreitung und Gemischbildung

Aufgrund des hohen Druckgradienten zwischen Rail und Brennraum und des geringen Spritzlochquerschnitts treten die Einspritzstrahlen mit sehr großer Geschwindigkeit aus der Einspritzdüse aus. Die hohe kinetische Energie der Strahlen ist maßgeblich für die Turbulenzerzeugung im Brennraum und somit für die Vermischung von Kraftstoff und Luft verantwortlich. Daneben wird die Gemischbildung durch die Zylinderinnenströmung unterstützt. Diese setzt sich aus einer durch den Ladungswechsel hervorgerufenen Drallströmung und einer durch die Kolbenbewegung erzeugten Quetschströmung zusammen.

Der zunächst in einer kontinuierlichen flüssigen Phase vorliegende Kraftstoff wird während des Einspritzvorgangs in bis zu 10^8 Tröpfchen mit Durchmessern im 10 μm -Bereich zerstäubt [197]. Die Zerstäubung führt zu einer signifikanten Vergrößerung der Kraftstoffoberfläche. Hierdurch wird eine schnelle Verdampfung und Verbrennung des Kraftstoffes ermöglicht. Bei der Entstehung des Kraftstoffsprays wird zwischen primärem und sekundärem Strahlzerfall unterschieden. Der primäre Strahlzerfall erfolgt im Düsenbereich. Hierbei wird der flüssige Strahl in Tropfenverbände und größere Einzeltropfen zerteilt. Die Auflösung wird zum einen durch die hohe Turbulenz in der flüssigen Phase hervorgerufen, welche wiederum durch die große Strahlgeschwindigkeit bedingt ist. Zum anderen entstehen in der Einspritzdüse durch lokales Unterschreiten des Kraftstoff-Dampfdrucks Kavitationsblasen. Diese werden in den Brennraum eingetragen, wo sie implodieren und zum Zerfall des Kraftstoffstrahls beitragen.

Der sekundäre Strahlzerfall findet stromabwärts im Fernfeld der Düse statt. Die im Düsenbereich gebildeten Tropfen werden dabei zu mikrofeinen Tröpfchen zerstäubt. Die Atomisierung wird im Wesentlichen durch aerodynamische Kräfte verursacht, die sich aus der großen Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Umgebung ergeben.

Die Tröpfchenwolke vermischt sich in den Randbereichen des Sprays mit der heißen Brennraumluft (Luft-Entrainment). Aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen Luft und Tropfen stellt sich ein konvektiver Wärmestrom ein, der das Tropfeninnere aufheizt und zur Verdampfung der Tropfen führt. Die notwendige Verdampfungsenthalpie wird der Zylinderfüllung entzogen. Der Brennstoffdampf diffundiert von der Tropfenoberfläche in die umgebende Luft, wodurch sich ein reaktionsfreudiges Kraftstoff-Luft-Gemisch ausbildet.

Zündung

Das Kraftstoff-Luft-Gemisch ist zündfähig, wenn das lokale Luftverhältnis in der Diffusionszone im Bereich $0,3 < \lambda < 1,5$ liegt [131, 163]. Zur Initiierung der Verbrennung muss dem Gemisch Energie in Form von Wärme zugeführt werden. Im Gegensatz zum Ottomotor, bei dem die Zündenergie von außen durch den Zündfunken der Zündkerze eingebracht wird, entstammt die Energie beim Dieselmotor dem Kompressionsvorgang (Selbstzündung).

Eine charakteristische Größe des Zündvorgangs ist die Induktions- oder Zündverzugszeit. Diese beschreibt die Zeitdauer zwischen dem Einspritzbeginn und dem Brennbeginn. Der Brennbeginn wird üblicherweise als diejenige Kurbelwellenstellung definiert, bei der zwischen 3 % und 5 % der Einspritzmenge umgesetzt sind [129]. Die Zündverzugszeit setzt sich aus einem physikalisch und einem chemisch bedingten Anteil zusammen. Der physikalische Zündverzug gibt die Zeitdauer an, in der die zuvor beschriebenen Vorgänge der Strahlausbreitung, Verdampfung und Mischung ablaufen. Während des chemischen Zündverzugs werden durch Kettenverzweigungsreaktionen reaktive Radikale (wie z. B. OH) gebildet. Übersteigt deren Konzentration einen bestimmten Schwellwert, so steigt die Reaktionsgeschwindigkeit stark an, und es kommt zur Explosion. Der chemische Zündverzug kann in der Regel als dominierend angesehen werden.

Die Reaktionsmechanismen bei der Zündung von Kohlenwasserstoffverbindungen sind äußerst komplex. Zur näherungsweisen Quantifizierung des Zündverzuges wird oftmals die Bildung radikaler Spezies in einer globalen Einschrittreaktion betrachtet. Ausgehend von einem Arrhenius-Ansatz (siehe Gl. (4.31)) ergibt sich die Zündverzugszeit als Reziprokwert der Reaktionsrate zu

$$\Delta t_{ZV} = A p^{-n} \exp\left(\frac{E_a}{R_m T}\right). \quad (4.2)$$

Hierbei ist A eine Modellkonstante und E_a die Aktivierungsenergie. Wie Gl. (4.2) anzeigt, ist die Zündverzugszeit stark von der Temperatur des Gemischs abhängig. Weitere Einflussgrößen sind der Brennraumdruck und die Zündfähigkeit des Kraftstoffs (Cetanzahl). Die Zündfähigkeit wird implizit in den Modellparametern berücksichtigt.

Verbrennung

Die mit dem Zündbeginn einsetzende Verbrennung kann in drei Phasen untergliedert werden, siehe Bild 4.2. In der ersten Phase, der *vorgemischten Verbrennung*, wird der bis zum Zündbeginn eingespritzte und mit der Luft nahezu homogen vorgemischte Kraftstoff umgesetzt. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch brennt nach der Selbstzündung schlagartig aus, wodurch sich eine hohe Brennrate (Premixed-Peak) und eine hohe Druckanstiegsgeschwindigkeit ergeben. Letztere verursacht das typische harte Verbrennungsgeräusch des Dieselmotors. Die vorgemischte Verbrennung ist durch die zeitliche Abfolge von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung gekennzeichnet. Sie wird durch die Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen (Reaktionskinetik) und die Menge an verfügbarem reaktionsfähigen Gemisch kontrolliert. Durch den großen Luftüberschuss und die hohen Spitzentemperaturen im Brennraum entsteht ein Großteil der innermotorisch nicht mehr abbaubaren Stickoxidemissionen (NO_x) [131].

Aus Komfort- und Emissionsgründen wird der Vormischanteil der Verbrennung üblicherweise durch eine geeignete Einspritzstrategie begrenzt. Heutige Pkw-Dieselmotoren weisen in der Regel mindestens eine Voreinspritzung und eine Haupteinspritzung auf. Durch die Voreinspritzung und Vorverbrennung einer geringen Kraftstoffmenge wird das Temperaturniveau im Brennraum angehoben und die Zündverzugszeit der Hauptverbrennung verkürzt (siehe Gl. (4.2)). Somit steht weniger homogenes Gemisch für die Umsetzung in der Vormischflamme zur Verfügung. Der Anstieg der Brennrate wird reduziert.

An die vorgemischte Verbrennungsphase schließt sich die *Diffusionsverbrennung* an. Wie aus Bild 4.2 hervorgeht, laufen in dieser Phase Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung simultan ab. Das entstehende Kraftstoff-Luft-Gemisch ist heterogen. Das lokale Verbrennungsluftverhältnis variiert zwischen $\lambda = 0$ (reiner Kraftstoff) und $\lambda = \infty$ (reine Luft). Die fetten Gemischzonen sind maßgeblich für die Rußbildung verantwortlich. Während der Diffusionsverbrennung läuft die Kinetik der chemischen Reaktionen wesentlich rascher ab als der turbulente Stofftransport der Reaktionspartner in die Verbrennungszone. Die Verbrennung wird durch die turbulenten Mischungsvorgänge von Kraftstoff und Luft bestimmt (turbulenz- bzw. mischungs-kontrollierte Verbrennung). Aufgrund der relativ großen Zeitskalen der physikalischen Vorgänge liegt die Brennrate der Diffusionsverbrennung üblicherweise unter der der vorgemischten Verbrennung.

In der nach dem Einspritzende ablaufenden dritten Verbrennungsphase, dem *Ausbrand*, werden die chemischen Reaktionen aufgrund der zunehmend ungünstigeren Bedingungen (Abnahme von Druck, Temperatur und Turbulenz im Brennraum) langsamer als die Gemischbildungsvorgänge. Der Verbrennungsablauf wird erneut durch die Reaktionskinetik kontrolliert. In der Ausbrandphase werden bislang noch unverbrannte Kraftstoffanteile umgesetzt. Zudem erfolgt die Nachoxidation von Zwischenprodukten. Bis zu 95 % des gebildeten Rußes können auf diese Weise wieder abgebaut werden [131]. Die Ausbrandphase hat somit maßgeblichen Einfluss auf das Emissionsverhalten.

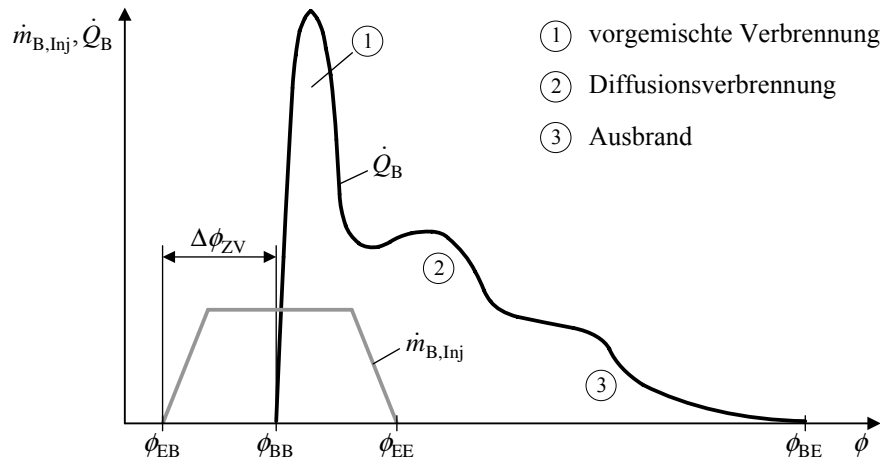


Bild 4.2: Qualitativer Verlauf der Kraftstoffeinspritzung und Wärmefreisetzung beim Dieselmotor nach [129]

4.2 Modellierungsansätze

Zur Simulation des motorischen Innenprozesses stehen verschiedene Ansätze zur Verfügung. Diese lassen sich grob in empirische, phänomenologische und dreidimensionale Modelle untergliedern (Tabelle 4.1) [16, 144, 197].

Empirische Modelle unterteilen den Brennraum in Zonen mit einer homogenen, zeitlich variablen Verteilung der thermodynamischen Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur und Gaszusammensetzung. Wird der Brennraum als eine einzige Zone betrachtet, so spricht man vom Einzonenmodell. Beim Zweizonenmodell werden zwei homogene Bereiche mit unverbranntem und verbranntem Gas angesetzt. Die Verbrennung wird vereinfacht allein durch Nachbildung der Wärmefreisetzung simuliert. Hierbei werden mathematische Formfunktionen verwendet.

Phänomenologische Modelle weisen in der Regel eine örtliche Auflösung und eine höhere Zonenzahl auf. Zudem finden geometrische Kenngrößen des Brennraums verstärkte Berücksichtigung. Die Verbrennung wird im Vergleich zu empirischen Modellen detaillierter mit Untermodellen für die Strahlausbreitung, Gemischbildung, Reaktionskinetik etc. beschrieben. Charakteristisches Merkmal phänomenologischer Ansätze ist die Verwendung des Einspritzverlaufs als Eingangsgröße. Der Einspritzverlauf kann entweder am Prüfstand gemessen oder mittels eines Einspritzverlaufsmodells berechnet werden (siehe [16, 202]).

Bei den dreidimensionalen Modellen wird mit Hilfe von CFD-Codes das dreidimensionale Strömungsfeld im Brennraum örtlich hoch aufgelöst auf einem Gitternetz berechnet. In die Codes sind dabei Ansätze zur Berechnung der komplexen Reaktionsmechanismen der Verbrennung und Schadstoffbildung implementiert.

Bereits eindimensionale Modelle weisen eine Berechnungsdauer auf, die über dem 40-fachen der Echtzeit liegt [5]. Es ist daher offensichtlich, dass für die HiL-Simulation nur nulldimensionale Modelle in Frage kommen. Die geringe Rechenkapazität von Echtzeitrechnersystemen grenzt die Menge realisierbarer Modelle zumeist weiter auf einzonige Ansätze ein. Einzonige empirische

Tabelle 4.1: Modellansätze zur Berechnung des motorischen Innenprozesses

	empirische Modelle	phänomenolog. Modelle	3D-Modelle
Dimensionen	0	0–2	3
Zonenzahl	1–2	eine bis mehrere hundert Zonen	50.000 bis 2.000.000
Verbrennungsprozess	Ersatzbrennverlauf (Vibe, Doppel-Vibe, Polygon-Hyperbel, . . .)	Strahlausbreitung, Gemischbildung, einf. Reaktionskinetik	CFD, komplexe Reaktionskinetik
Modellkomplexität	gering/ erhöht	hoch	sehr hoch
Rechenzeit für ein Arbeitsspiel	Millisekunden	Millisekunden bis Minuten	Minuten bis Tage
Echtzeitfähigkeit	ja/ nein	ja/ nein	nein
Anwendungen	Regelungsentwurf, HiL-Simulation, Diagnose, Parameterstudien	Brennverfahrensentwicklung, Parameterstudien	Brennverfahrensentwicklung, Grundlagenforschung

Modelle auf der Basis von Formfunktionen zeichnen sich durch Einfachheit und schnelle Berechnung aus. Sie sind allerdings kaum geeignet, die große Variabilität moderner Einspritzsysteme abzubilden. Einzonige phänomenologische Ansätze erfordern einen höheren Rechenaufwand, bieten aber im Gegenzug eine größere Allgemeingültigkeit. Sie sind prinzipiell in der Lage, die Auswirkung von Einspritzvariationen bzw. Einspritzverlaufsformungen auf den Verbrennungsprozess darzustellen. Aus diesem Grund wird der Klasse der nulldimensionalen phänomenologischen Modelle der Vorzug gegeben.

4.3 Grundgleichungen des Einzonenmodells

Die Beschreibung des als ideal durchmischt angenommenen Systems lehnt sich an die Modellierung der Speicherelemente im Luft- und Abgaspfad an (Abschnitt 2.3.1) und beruht auf der Bilanzierung von Masse, Energie und Gaszusammensetzung. Als Bilanzraum wird der durch den Zylinderkopf, die Zylinderwandung und den Kolben begrenzte, zyklisch variierende Brennraum festgelegt, Bild 4.3. Unter Berücksichtigung von Rückströmvorgängen über das Ein- und Auslassventil ergibt sich die Massenbilanz für einen Zylinder zu

$$\frac{dm_Z}{dt} = \dot{m}_{EV,vor} + \dot{m}_{AV,rück} + \dot{m}_B - \dot{m}_{EV,rück} - \dot{m}_{AV,vor}. \quad (4.3)$$

Die Terme $\dot{m}_{EV,vor}$ und $\dot{m}_{EV,rück}$ bezeichnen die Vorwärts- und Rückwärtströmung durch das Einlassventil, $\dot{m}_{AV,vor}$ und $\dot{m}_{AV,rück}$ die Vorwärts- und Rückwärtströmung durch das Auslassventil. Der zugeführte Kraftstoffmassenstrom ist durch \dot{m}_B gegeben. Leckageverluste zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse bleiben unberücksichtigt.

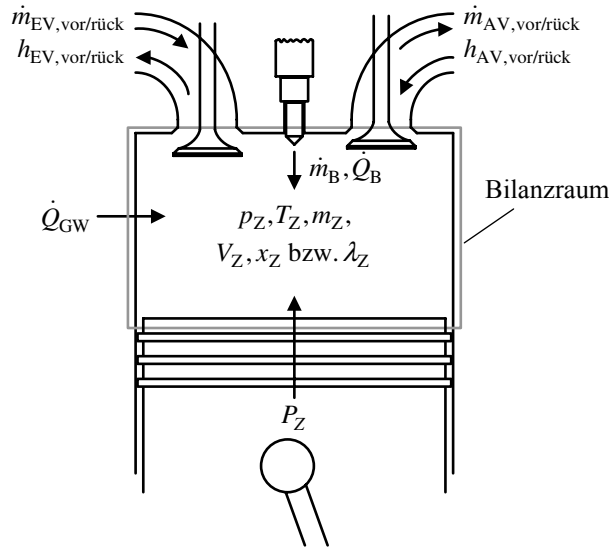


Bild 4.3: Einzonnenmodell des Zylinders

Die Energiebilanz des Brennraums ist gegeben durch

$$\begin{aligned} \frac{dU_Z}{dt} = & \dot{Q}_B + \dot{Q}_{GW} + P_Z + h_{EV,vor} \dot{m}_{EV,vor} + h_{AV,rück} \dot{m}_{AV,rück} \\ & - h_{EV,rück} \dot{m}_{EV,rück} - h_{AV,vor} \dot{m}_{AV,vor}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Die innere Energie des Arbeitsgases ändert sich durch die ein- und austretenden Enthalpieströme, die Energiefreisetzung durch die Verbrennung \dot{Q}_B , die abgeführte Wandwärme \dot{Q}_{GW} und die an den Kolben abgegebene Leistung P_Z . Die Enthalpie des eingebrachten Kraftstoffes wird hier vernachlässigt. Die Leistung P_Z ergibt sich als Produkt aus dem Zylinderdruck und der Änderung des Zylindervolumens

$$P_Z = -p_Z \frac{dV_Z}{dt} = -p_Z \omega_{Mot} \frac{dV_Z}{d\phi}. \quad (4.5)$$

Die Berechnung der inneren Energie sowie der spezifischen Enthalpien in Gl. (4.4) erfolgt wiederum über den Ansatz nach Justi [92]. Für die spezifischen Enthalpien $h_{EV,rück}$ und $h_{AV,vor}$ gilt

$$h_{EV,rück} = h_{AV,vor} = h_Z = u_Z(T_Z, \lambda_Z) + R_{VG} T_Z. \quad (4.6)$$

Die Enthalpien $h_{EV,vor}$ und $h_{AV,rück}$ stellen Eingangsgrößen des Zylindermodells dar. Sie werden vom Ladungswechselmodell vorgegeben.

Unter der Annahme einer vollständigen Umsetzung des eingebrachten Kraftstoffes kann der Zusammenhang zwischen der Brennstoffmasse und der Wärmefreisetzung im Zylinder über die Beziehung

$$\dot{m}_B = \frac{1}{H_u} \dot{Q}_B \quad (4.7)$$

wiedergegeben werden. Hier steht H_u für den unteren Kraftstoffheizwert. Dieser wird zu $H_u = 42500 \text{ kJ/kg}$ angenommen.

Tabelle 4.2: Variablenzuordnung für die Ventil-Durchflussgleichung

	EV vorw.	EV rückw.	AV vorw.	AV rückw.
p_{zu}	p_{2E}	p_Z	p_Z	p_3
p_{ab}	p_Z	p_{2E}	p_3	p_Z
T_{zu}	T_{2E}	T_Z	T_Z	T_3

Die Gaszusammensetzung im Brennraum wird über den Luftmassenanteil $x_Z = m_{Z,L}/m_Z$ beschrieben. Dessen zeitliche Änderung ist durch

$$\frac{dx_Z}{dt} = \frac{1}{m_Z} [(x_{2E} - x_Z) \dot{m}_{EV,vor} + (x_3 - x_Z) \dot{m}_{AV,rück} - x_Z \dot{m}_B] \quad (4.8)$$

gegeben, wobei x_{2E} und x_3 für die Luftmassenanteile im Einlasssammler und im Abgaskrümmmer stehen. Die Umrechnung in das Verbrennungsluftverhältnis λ_Z erfolgt mittels Gl. (2.11). Das Verbrennungsluftverhältnis geht in die Berechnung der kalorischen Zustandsgrößen ein.

Die Differenzialgleichungen (4.3), (4.4) und (4.8) werden numerisch-approximativ gelöst. Mit der Gasmasse m_Z und der Zylindertemperatur T_Z folgt für den Zylinderdruck

$$p_Z = \frac{R_{VG} m_Z T_Z}{V_Z}. \quad (4.9)$$

Das Zusammenwirken der zuvor aufgeführten Grundgleichungen veranschaulicht das in Anhang C dargestellte Blockschaltbild. Im Folgenden sollen die Untermodelle zur Beschreibung des Ladungswechsels (Abschnitt 4.4), des Wandwärmeüberganges (Abschnitt 4.5) und der Energiefreisetzung durch die Verbrennung (Abschnitt 4.6) vorgestellt werden. In Abschnitt 4.7 wird auf die Nachbildung des Kurbeltriebs eingegangen.

4.4 Ladungswechselmodell

Die Ladungswechselorgane werden als Drosselstellen mit variablem Querschnitt (Abschnitt 2.3.2) modelliert. Zur Berücksichtigung der Vorwärts- und Rückwärtsströmung wird für jede Strömungsrichtung eine Durchflussgleichung

$$\dot{m}_{EV/AV} = C_D \dot{m}_{EV/AV,th} = C_D A_{EV/AV,geo}(\phi) \frac{p_{zu}}{\sqrt{R_{VG} T_{zu}}} \sqrt{\frac{2\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1} \left[\left(\tilde{\Pi} \right)^{\frac{2}{\kappa_{VG}}} - \left(\tilde{\Pi} \right)^{\frac{\kappa_{VG}+1}{\kappa_{VG}}} \right]} \quad (4.10)$$

mit $\tilde{\Pi} = \min [\max [\Pi, \Pi_{krit}], 1] = \min \left[\max \left[\frac{p_{ab}}{p_{zu}}, \left(\frac{2}{\kappa_{VG}+1} \right)^{\frac{\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1}} \right], 1 \right]$

angesetzt. Dabei sind die in Tabelle 4.2 aufgeführten Größen einzusetzen. Wärmeübergänge in den Einlasskanälen werden vernachlässigt. Die Wärmeverluste in den Auslasskanälen werden dem Abgaskrümmmer zugerechnet. Die Drosselung selbst kann dann als isenthalp angenommen werden.

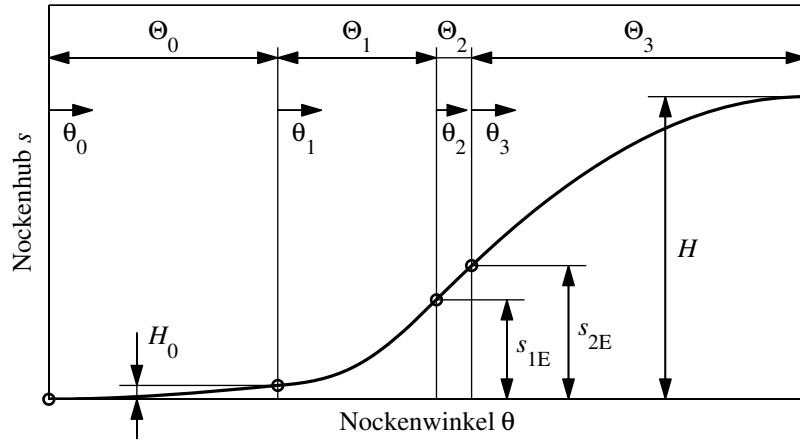


Bild 4.4: Hubverlauf eines ruckfreien Nockens nach [111]

Der geometrische und vom Ventilhub abhängige Öffnungsquerschnitt der Gaswechselorgane wird durch die Mantelfläche eines Kegelstumpfes approximiert

$$A_{EV/AV,geo}(\phi) = \pi \cdot h_{EV/AV}(\phi) \cdot \cos \beta_{EV/AV} \cdot [d_{EV/AV,i} + 0,5 \cdot h_{EV/AV}(\phi) \cdot \sin 2\beta_{EV/AV}]. \quad (4.11)$$

Dabei bezeichnet $h_{EV/AV}$ den Ventilhub, $d_{EV/AV,i}$ den inneren Ventilsitzdurchmesser und $\beta_{EV/AV}$ den Ventilsitzwinkel.

Der Ventilhub $h_{EV/AV}$ ist durch die Ventilerhebungskurven vorgegeben. Sie sind den Konstruktionsdaten des Motors zu entnehmen. Liegt kein Ventilsteuerdiagramm vor, so können die Kurven mittels mathematischer Funktionen approximiert werden. Im Folgenden wird auf einen Ansatz nach [111] zurückgegriffen, der üblicherweise beim Entwurf von Ventilsteuernocken Anwendung findet. Der Verlauf des Nockenhub s wird dabei in einen Vornocken- und drei Hauptnockenabschnitte unterteilt und mittels trigonometrischer Funktionen und Polynomfunktionen beschrieben (Bild 4.4). Die Abschnittsfunktionen lauten

$$s_0 = H_0 \left(1 - \cos \frac{\pi}{2\Theta_0} \theta_0 \right) \quad (4.12)$$

$$s_1 = H_0 + c_{11}\theta_1 - c_{12} \sin \frac{\pi}{\Theta_1} \theta_1 \quad (4.13)$$

$$s_2 = s_{1E} + c_{21}\theta_2 + c_{22} \sin \frac{\pi}{2\Theta_2} \theta_2 \quad (4.14)$$

$$s_3 = s_{2E} + c_{31} (\Theta_3 - \theta_3)^4 - c_{32} (\Theta_3 - \theta_3)^2 + c_{33}. \quad (4.15)$$

Hier ist H_0 die Vornockenhöhe, θ_i die Winkelkoordinate der jeweiligen Abschnittsfunktion und Θ_i die Abschnittslänge im Bogenmaß (Radiant Nockenwelle). Die Größen s_{1E} und s_{2E} geben den Hub am Ende des ersten und zweiten Hauptnockenabschnittes an. Die Konstanten c_{ij} der Funktionen werden so gewählt, dass sich an den Übergangsstellen der Abschnitte stetige Verläufe des Nockenhub, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung ergeben. Eine ausführliche Darstellung des Rechnungsgangs ist [111] zu entnehmen.

Der gesuchte Ventilhub h_V berechnet sich aus dem Nockenhub s gemäß

$$h_V(\theta) = i \cdot s(\theta). \quad (4.16)$$

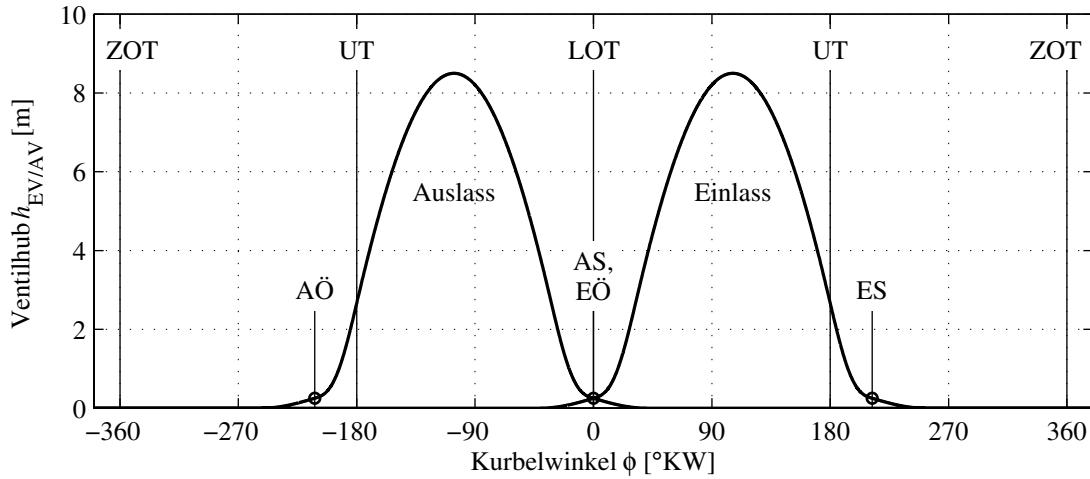


Bild 4.5: Ventil-Steuersdiagramm des Versuchsträgers (AÖ: Auslass öffnet, AS: Auslass schließt, EÖ: Einlass öffnet, ES: Einlass schließt)

Hierbei gibt i das Übersetzungsverhältnis der Ventilbetätigung an. Der verwendete Versuchsträger ist mit einer obenliegenden Nockenwelle ausgestattet, von der aus die Gaswechselventile direkt über Tassenstößel angesteuert werden. Das Übersetzungsverhältnis ist folglich $i = 1$. Stößel- und Ventilhub sind identisch. Bild 4.5 zeigt die berechneten Ventilhubverläufe über dem Kurbelwinkel.

Durch Variation von $h(\phi)$ ist die Simulation variabler Ventiltriebe möglich.

4.5 Wärmeübergangsmodell

Die Wärmeübertragung zwischen dem Arbeitsgas und der Zylinderwandung erfolgt durch erzwungene Konvektion und Strahlung. In der Regel wird der Strahlungsanteil nur implizit durch Aufwertung des konvektiven Anteils berücksichtigt. Als Grundgleichung zur Beschreibung des zeitlichen Verlaufs des örtlich gemittelten Wärmeübergangs dient wie bei den Behälterersatzmodellen der Newton'sche Ansatz

$$\dot{Q}_{\text{GW}} = \alpha_{\text{GW}} A_{\text{GW}} \Delta T_{\text{GW}} = \alpha_{\text{GW}} A_{\text{GW}} (T_{\text{W}} - T_{\text{G}}) \quad \text{mit} \quad T_{\text{G}} = T_{\text{Z}}. \quad (4.17)$$

Hierbei bezeichnet α_{GW} den gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten, A_{GW} die gaseitige Wärmeübergangsfläche, T_{W} die mittlere Wandoberflächentemperatur und T_{Z} die mittlere Zylindertemperatur.

Auf ein detailliertes Wandtemperaturmodell, welches das Wärmespeichervermögen der Brennraumwand abbildet, wird aus Gründen der Rechenvereinfachung und aus Gründen fehlender Wärmemesstechnik verzichtet. Die mittlere Wandoberflächentemperatur wird mittels eines empirischen Ansatzes [137] bestimmt:

$$T_{\text{W}} = 360 + 9\lambda_{\text{L}}^{0,4} \sqrt{d_{\text{K}} n_{\text{Mot}}} \approx 360 + 9\lambda_{\text{A}}^{0,4} \sqrt{d_{\text{K}} n_{\text{Mot}}} \quad [\text{K}]. \quad (4.18)$$

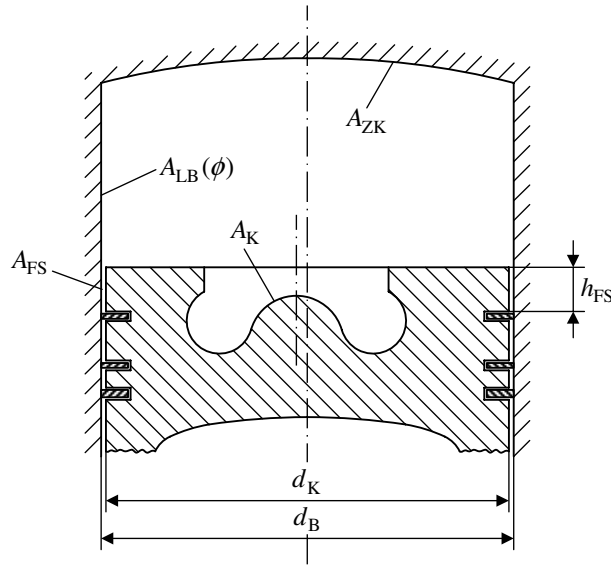


Bild 4.6: Wärmeübertragende Wandflächen im Brennraum

Dabei ist λ_L der Liefergrad, d_K der Kolbendurchmesser (in m) und n_{Mot} die Motordrehzahl (in 1/min). Die geringe Überschneidungsphase der Gaswechselventile rechtfertigt die Approximation des Liefergrads λ_L durch den Luftaufwand λ_A . Letzterer wird am Motorprüfstand messtechnisch erfasst und in Kennfeldform abgelegt.

Die Berechnung der Wärmeübergangsfläche und des Wärmeübergangskoeffizienten ist Gegenstand der nachfolgenden Abschnitte.

4.5.1 Wärmeübergangsfläche

Die wärmeübertragende Brennraumoberfläche A_B setzt sich aus allen den Brennraum begrenzenden und vom Arbeitsgas beaufschlagten Wandflächen zusammen (Bild 4.6). Dazu zählen die Zylinderkopffläche A_{ZK} , die vom Pleuelarm freigegebene Fläche der Pleuelarmfläche A_{LB} sowie die Pleuelarmoberfläche A_K . Die Zylinderkopffläche A_{ZK} entspricht näherungsweise der Zylinderquerschnittsfläche. Die Pleuelarmfläche A_{LB} ist vom Pleuelarmweg s_K und somit vom Pleuelarmwinkel ϕ abhängig

$$A_{LB}(\phi) = \pi d_B s_K(\phi). \quad (4.19)$$

Hierbei steht d_B für den Pleuelarmdurchmesser. Die Pleuelarmoberfläche A_K weicht insbesondere bei direkteinspritzenden Dieselmotoren mit ausgeprägter Pleuelarmmulde von der Zylinderquerschnittsfläche ab. Eine Schnittskizze des Pleuelarms des verwendeten Versuchsträgers ist Bild 4.6 zu entnehmen. Zur exakten Berechnung von A_K sind detaillierte Konstruktionsdaten erforderlich. Da diese im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung standen, wurde die Pleuelarmoberfläche über einfache geometrische Beziehungen abgeschätzt. Mit Gl. (4.19) lässt sich für die Brennraumoberfläche schreiben

$$A_B(\phi) = A_{ZK} + A_K + \pi d_B s_K(\phi). \quad (4.20)$$

Nach [77] ist bei der Berechnung des Wärmeüberganges neben der direkt vom Arbeitsgas beaufschlagten Oberfläche auch die Oberfläche im Spalt des Feuerstegs zu berücksichtigen. Diese bestimmt sich zu

$$A_{\text{FS}} = 2\pi d_K h_{\text{FS}}, \quad (4.21)$$

wobei d_K für den Kolbendurchmesser und h_{FS} für die Feuersteghöhe steht. Der Wärmeübergangskoeffizient im Feuersteg beträgt etwa 30 % des Wertes im Brennraum. Nimmt man – wie in dieser Arbeit – örtlich gemittelte Größen an, so lassen sich die Wärmeübergangsverhältnisse im Feuerstegspalt in einfacher Weise durch Gewichtung der Feuerstegoberfläche A_{FS} mit dem Faktor 0,3 erfassen. Die wirksame Wärmeübergangsfläche A_{GW} folgt zu

$$A_{\text{GW}}(\phi) = A_{\text{B}}(\phi) + 0,3 \cdot A_{\text{FS}}. \quad (4.22)$$

4.5.2 Wärmeübergangskoeffizient

Modellierungsansätze

Der Wärmeübergangskoeffizient ist eine Funktion des Drucks, der Temperatur und der Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsgases im Zylinder. Ein weiterer Einflussfaktor ist die Brennraumgeometrie. Die Ermittlung der Abhängigkeiten ist seit vielen Jahren Gegenstand der Motorenforschung. Da sich der Wärmeübergang aufgrund der Komplexität der Verhältnisse bis heute einer exakten analytischen Berechnung entzieht [77, 158], haben sich in der Praxis eine Reihe von phänomenologischen Ansätzen herausgebildet. Diese können in dimensionsbehaftete experimentelle Ansätze und dimensionslose Ansätze nach der Ähnlichkeitstheorie unterteilt werden [150, 158]. Die dimensionsbehafteten experimentellen Ansätze aus den Anfangstagen der Motorenentwicklung [50, 145, 149] stellen rein empirische Korrelationen mit stark eingeschränktem Gültigkeitsbereich dar. Sie werden heute praktisch nicht mehr eingesetzt. Die Ansätze nach der Ähnlichkeitstheorie basieren auf dimensionslosen Kennzahlen und betrachten den Wärmeübergang im Brennraum in Analogie zum Wärmeübergang im durchströmten Rohr. Die Bestimmung des brennraumseitigen Wärmeübergangskoeffizienten deckt sich somit weitgehend mit der Berechnung der konvektiven Wärmeübergangszahlen in den Behältern und Kühlern des Luft- und Abgaspfades (siehe Anhang B). Ausgehend von der Nußelt-Beziehung für turbulente Rohrströmung

$$Nu = \frac{\alpha_{\text{GW}} l_{\text{GW}}}{\lambda_{\text{l,G}}} = C Re^k$$

und der Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{c_G l_{\text{GW}}}{\nu_G} = \frac{c_G l_{\text{GW}} \rho_G}{\eta_G}$$

lässt sich als Wärmeübergangsbeziehung für motorische Brennräume

$$\alpha_{\text{GW}} = C \lambda_{\text{l,VG}} l_{\text{GW}}^{k-1} \left(\frac{c_G p_Z}{R_{\text{VG}} \eta_{\text{VG}} T_Z} \right)^k \quad (4.23)$$

angeben. Dabei sind l_{GW} eine charakteristische Länge, c_G eine charakteristische Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsgases, p_Z der momentane Zylinderdruck und T_Z die momentane Zylindertemperatur. Als Stoffgrößen gehen die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{l,VG}$ und die dynamische Viskosität η_{VG} des Arbeitsgases ein. Die in der Literatur aufgeführten Ansätze (siehe z. B. [18, 77, 225]) unterscheiden sich hinsichtlich der Wahl der Geschwindigkeit c_G und der Länge l_{GW} sowie im Wert des Exponenten k und der Konstanten C . Auf der Grundlage der Ergebnisse einer vergleichenden Untersuchung von [222] wird in dieser Arbeit die Beziehung nach Woschni [225] für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten herangezogen.

Nach Woschni wird die Gasbewegung im Zylinder zum einen durch die Kolbenbewegung, zum anderen durch die Verbrennung hervorgerufen. Für die charakteristische Strömungsgeschwindigkeit c_G gilt

$$c_G = C_1 c_{K,m} + C_2 \frac{V_h}{m_{Z,ES}} (p_Z - p_{Z,0}). \quad (4.24)$$

Der erste Term mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_{K,m}$ beschreibt die durch die Hubbewegung des Kolbens verursachte Gasbewegung. Der zweite Term gibt den Geschwindigkeitsbeitrag durch die Verbrennung an. Dieser wird als proportional zur Differenz der inneren Energie bei gefeuertem und geschlepptem Motorbetrieb angenommen. In Gl. (4.24) bezeichnen p_Z den Zylinderdruck im gefeuerten Betrieb, $p_{Z,0}$ den Zylinderdruck im Schleppbetrieb, V_h das Zylinderhubvolumen und $m_{Z,ES}$ die Gasmasse im Zylinder bei Verdichtungsbeginn (Einlass schließt, ES). Als charakteristische Länge l_{GW} in Gl. (4.23) wird der Bohrungsdurchmesser d_B gewählt.

Abweichend von Woschni werden die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{l,VG}$ und die dynamische Viskosität η_{VG} des Arbeitsgases sowohl in Abhängigkeit der Temperatur als auch der Gaszusammensetzung bestimmt (siehe Gln. (A.1) bis (A.4)).

Für die Konstante C und den Exponenten k werden die von Woschni angegebenen Werte $C = 0,035$ und $k = 0,8$ angesetzt. Mittels der Konstanten C_1 und C_2 erfolgt eine Anpassung an den Versuchsträger.

Schleppdruckrekonstruktion

Für die Berechnung des Verbrennungsgliedes in Gl. (4.24) ist die Kenntnis des Schleppdruckverlaufs erforderlich. Der Schleppdruck kann aus dem Zylinderdruck im gefeuerten Betrieb rekonstruiert werden. Hierzu sind in der Literatur verschiedene Ansätze aufgeführt. In [112] wird die Schleppdruckkurve durch Spiegelung des Zylinderdruckverlaufs am oberen Totpunkt (ZOT) bestimmt. Da die Verbrennung je nach Brennverfahren und Arbeitspunkt bereits vor ZOT einsetzt, liefert die Methode ungenaue bzw. fehlerhafte Ergebnisse. Ein verbessertes Verfahren stellt [119] vor. Hierbei wird der Zylinderdruck nur bis zum Verbrennungsbeginn zur Spiegelung verwendet. Das Teilstück von Verbrennungsbeginn bis ZOT wird durch die Funktion

$$p_{Z,0}(\phi) = a |\phi|^{1,5} + b \quad \text{mit} \quad \phi \text{ in } ^\circ\text{KW vor ZOT} \quad (4.25)$$

nachgebildet. Die Parameter a und b werden für das aktuelle Arbeitsspiel aus den Druckwerten vor Verbrennungsbeginn geschätzt. Eine stärker physikalisch orientierte Alternative zur empiri-

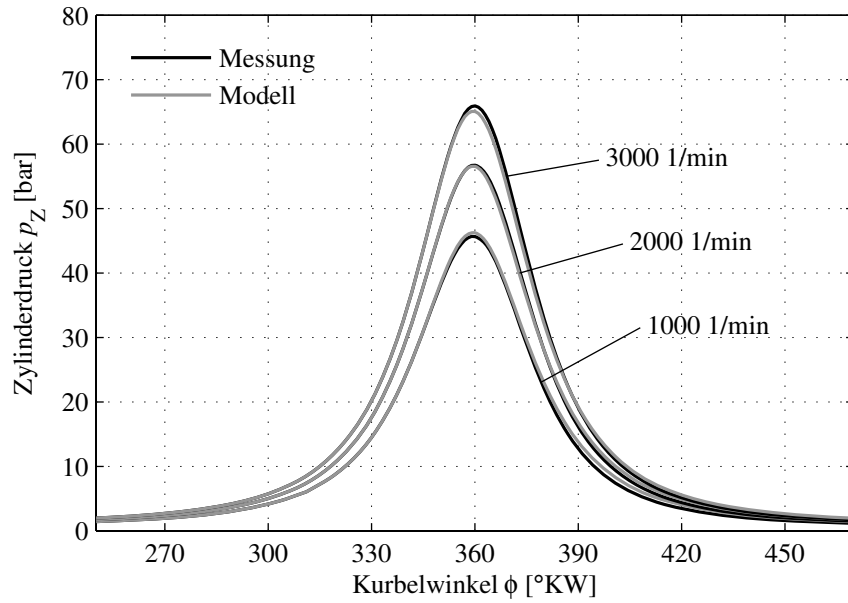


Bild 4.7: Vergleich gemessener und rekonstruierter Schleppdruckkurven für Motordrehzahlen $n_{\text{Mot}} = 1000 \dots 3000 \text{ 1/min}$; Modellparameter: $\phi_{\text{BB,f}} = 345^\circ\text{KW}$, $\Delta\phi_{\text{therm}} = 0,75^\circ\text{KW}$, $n = 1,29$

schen Korrelation (4.25) stellt die Nachbildung des Druckverlaufs über eine Polytropenbeziehung $p \cdot V^n = \text{const.}$ dar [138]. Von letzterer Möglichkeit wird im Rahmen dieser Arbeit Gebrauch gemacht. Zur Erhöhung der Modellgüte erfolgt die Druckspiegelung nicht am geometrischen OT sondern am thermodynamischen OT¹. Die Berechnungsvorschrift lautet

$$p_{Z,0}(\phi) = \begin{cases} p_Z(\phi) & \text{für } \phi \leq \phi_{\text{OT,therm}} - \Delta\phi_{\text{BB,f}} \\ p_Z(\phi_{\text{BB,f}}) \left(\frac{V_Z(\phi_{\text{BB,f}} + \Delta\phi_{\text{therm}})}{V_Z(\phi + \Delta\phi_{\text{therm}})} \right)^n & \text{für } \phi_{\text{OT,therm}} - \Delta\phi_{\text{BB,f}} < \phi < \phi_{\text{OT,therm}} + \Delta\phi_{\text{BB,f}} \\ p_{Z,0}(\phi - 2\Delta\phi) & \text{für } \phi \geq \phi_{\text{OT,therm}} + \Delta\phi_{\text{BB,f}} \end{cases} \quad (4.26)$$

mit $\Delta\phi_{\text{BB,f}} = |\phi_{\text{BB,f}} - \phi_{\text{OT,therm}}|$ und $\Delta\phi = |\phi - \phi_{\text{OT,therm}}|$. Hierbei bezeichnet $\phi_{\text{BB,f}}$ den frühesten Verbrennungsbeginn² und $\phi_{\text{OT,therm}}$ die Winkellage des thermodynamischen OT. Für den Polytropenexponenten im Bereich des oberen Totpunktes hat sich ein Wert von $n = 1,29$ als gute Approximation erwiesen. Der Differenzwinkel $\Delta\phi_{\text{therm}}$ (thermodynamischer Verlustwinkel) entspricht dem Versatz zwischen dem geometrischen und dem thermodynamischen OT

$$\Delta\phi_{\text{therm}} = \phi_{\text{OT}} - \phi_{\text{OT,therm}}. \quad (4.27)$$

Nähere Angaben sind Abschnitt 6.5 zu entnehmen. Bild 4.7 stellt gemessene und über Gl. (4.26) rekonstruierte Schleppdruckverläufe gegenüber.

¹Unter dem thermodynamischen OT wird die Lage des Zylinderdruckmaximums im ungefeuerten Betrieb des Motors verstanden.

²Der früheste Verbrennungsbeginn kann üblicherweise nur abgeschätzt werden. Für den Versuchsmotor wird $\phi_{\text{BB,f}} = 345^\circ\text{KW}$ angesetzt.

4.6 Phänomenologisches Verbrennungsmodell

Das Verbrennungsmodell bildet eine konventionelle Dieselerbrennung mit einer Vor- und einer Haupteinspritzung ab. Es beruht auf einem nulldimensionalen phänomenologischen Ansatz nach [35, 36, 155], welcher für die Erfordernisse der Echtzeitsimulation angepasst und vereinfacht wurde. Die Hauptverbrennung wird dabei in eine reaktionskinetisch kontrollierte Vormischverbrennung und eine mischungskontrollierte Diffusionsverbrennung unterteilt. Die Ausbrandphase wird im Rahmen dieser Arbeit nicht gesondert betrachtet. Die Vorverbrennung ist als rein vorgemischte Verbrennung modelliert. Der Einspritzverlauf wird vereinfachend als rechteckförmig angenommen.

4.6.1 Vorgemischte Verbrennung

Wie bereits ausgeführt, ist die vorgemischte Verbrennung überwiegend chemisch kontrolliert. Die komplexen Reaktionsmechanismen werden entsprechend Gl. (4.1) durch eine Ein-Schritt-Bruttoreaktion zwischen Brennstoff und Sauerstoff nachgebildet. Für die Reaktionsgeschwindigkeit gilt

$$v_R = k_h c_B c_{O_2} = k_h \frac{\beta_B}{M_B} \frac{\beta_{O_2}}{M_{O_2}} \quad [\text{mol}/(\text{m}^3\text{s})], \quad (4.28)$$

wobei c_B und c_{O_2} die Stoffmengenkonzentrationen, β_B und β_{O_2} die Massenkonzentrationen und M_B und M_{O_2} die molaren Massen von Brennstoff und Sauerstoff angeben. Die Massenkonzentrationen werden mit dem momentanen Zylindervolumen V_Z gebildet:

$$\beta_B = \frac{m_{B,\text{vor,verf}}}{V_Z} \quad (4.29)$$

$$\beta_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{V_Z}. \quad (4.30)$$

Der stark temperaturabhängige Geschwindigkeitskoeffizienten k_h in Gl. (4.28) lässt sich über eine Arrhenius-Gleichung zu

$$k_h = A p^n \exp\left(\frac{-E_a}{R_m T}\right) \approx A p_Z^n \exp\left(\frac{-T_a}{T_Z}\right) \quad (4.31)$$

bestimmen. Darin sind E_a die Aktivierungsenergie, R_m die universelle Gaskonstante und A und n experimentell zu bestimmende Konstanten. Die Aktivierungsenergie und die universelle Gaskonstante werden üblicherweise zur sogenannten Aktivierungstemperatur $T_a = E_a/R_m$ zusammengefasst. Diese ist ebenfalls an Messdaten anzupassen. Für die Temperatur T und den Druck p werden vereinfachend die örtlichen Mittelwerte T_Z und p_Z angesetzt.

Multipliziert man Gl. (4.28) mit der molaren Masse M_B und setzt Gl. (4.31) ein, so folgt für die Reaktionsrate

$$r_R = C'_{\text{Arr}} \beta_B \beta_{O_2} p_Z^n \exp\left(\frac{-T_a}{T_Z}\right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^3\text{s})]. \quad (4.32)$$

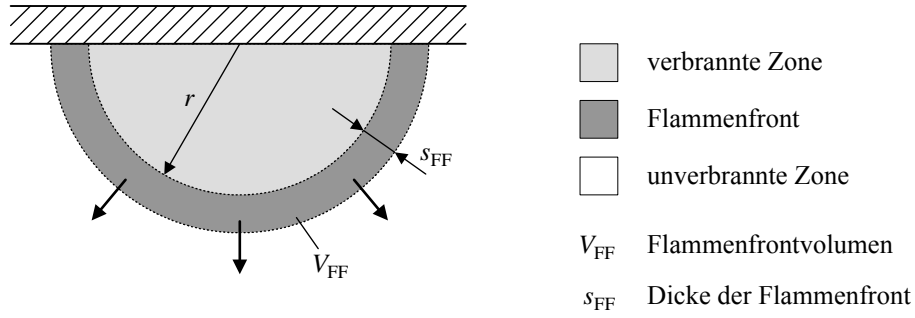


Bild 4.8: Schematische Darstellung der Flammenfront

Hierbei sind die Modellkonstanten in C'_{Arr} zusammengefasst. Die gesuchte Wärmefreisetzung durch die Vormischverbrennung ergibt sich als Produkt aus der Reaktionsrate r_R , dem Reaktionsvolumen V_R und dem unteren Heizwert des Kraftstoffs H_u

$$\dot{Q}_{B,vor} = r_R V_R H_u. \quad (4.33)$$

Das Reaktionsvolumen V_R wird in Analogie zur Brennratenformulierung bei direktgezündeten Gasmotoren durch das Flammenfrontvolumen V_{FF} approximiert. Dem Ansatz liegt die Vorstellung zugrunde, dass sich ausgehend vom Zündherd eine Flammenfront mit der endlichen Dicke s_{FF} halbkugelförmig durch den Brennraum ausbreitet (Bild 4.8). Für das Volumen der Halbkugelschale ergibt sich nach [89] der Zusammenhang

$$V_R = V_{FF} \sim 2\pi \cdot s_{FF} \cdot (t - t_{BB})^2. \quad (4.34)$$

Einsetzen von Gln. (4.32) und (4.34) in Gl. (4.33) liefert die endgültige Formulierung des Brennverlaufs

$$\dot{Q}_{B,vor} = \begin{cases} C_{Arr} H_u \beta_B \beta_{O_2} p_Z^n \exp\left(\frac{-T_a}{T_Z}\right) (t - t_{BB})^2 & \text{für } t \geq t_{BB} \\ 0 & \text{für } t < t_{BB}. \end{cases} \quad (4.35)$$

Die letzten noch unbestimmten Größen sind die momentan verfügbare Brennstoffmasse $m_{B,vor,verf}$ und die Sauerstoffmasse m_{O_2} . Die verfügbare Brennstoffmasse ergibt sich aus der Differenz zwischen der während des Zündverzugs eingespritzten Kraftstoffmasse und der bereits umgesetzten Kraftstoffmasse

$$m_{B,vor,verf}(t) = \chi_{vor} \int_{t_{EB}}^t [\sigma(\tau - t_{EB}) - \sigma(\tau - t_{BB})] \dot{m}_{B,inj}(\tau) d\tau - \frac{Q_{B,vor}(t)}{H_u}. \quad (4.36)$$

Die Funktion $\sigma(t)$ stellt die Einheitssprungfunktion dar. Die verbrannte Kraftstoffmasse wird aus dem integralen Brennverlauf und dem unteren Heizwert berechnet. Mittels des Aufteilungsfaktors χ_{vor} (mit $0 < \chi_{vor} \leq 1$) kann der Anteil der Einspritzmasse, der in die Vormischverbrennung eingeht, variiert werden. Die momentane Sauerstoffmasse bestimmt sich aus der Sauerstoffmasse bei Einlassschluss abzüglich des durch die Verbrennung verbrauchten Sauerstoffs

$$m_{O_2}(t) = m_{O_2,ES} - O_{2,st} \frac{Q_B(t)}{H_u}. \quad (4.37)$$

Hier gibt $O_{2,st}$ den stöchiometrischen Sauerstoffbedarf an ($O_{2,st} \approx 3,36 \text{ kg O}_2/\text{kg Brennstoff}$). Die Sauerstoffmasse bei Einlassschluss wird aus der Zylindermasse $m_{Z,ES}$ und dem Luftmassenanteil $x_{Z,ES}$ abgeschätzt

$$m_{O_2,ES} = \xi_{O_2} [(1 + L_{st})x_{Z,ES} - L_{st}]m_{Z,ES}, \quad (4.38)$$

wobei ξ_{O_2} den Massenanteil von Sauerstoff in Luft bezeichnet ($\xi_{O_2} \approx 0,232 \text{ kg O}_2/\text{kg Luft}$).

4.6.2 Diffusionsverbrennung

Bei der Diffusionsverbrennung liegt die Geschwindigkeit der chemischen Umsetzungsreaktionen deutlich über der Geschwindigkeit der molekularen Transportprozesse. Die Brennrate wird demnach von der Mischungsgeschwindigkeit von Kraftstoffdampf und Luft bestimmt, welche wiederum von der Ladungsturbulenz im Brennraum abhängt. Nach [124] kann der chemische Umsatz in turbulenten nicht-vorgemischten Flammen durch

$$r_R = C'_{Mag} \beta_B \left(\frac{\epsilon}{k} \right) \quad [\text{kg}/(\text{m}^3 \text{s})] \quad (4.39)$$

approximiert werden. In Gl. (4.39) ist C'_{Mag} eine Modellkonstante, β_B die lokale Massenkonzentration des Kraftstoffs, k die turbulente kinetische Energiedichte und ϵ die Dissipationsgeschwindigkeit der kinetischen Energiedichte. Der Quotient ϵ/k mit der Einheit $1/\text{s}$ kann als turbulente Mischungsfrequenz $f = 1/\tau_{Diff}$ interpretiert werden. Der Ansatz basiert auf dem weit verbreiteten k - ϵ -Modell (siehe z. B. [90, 197, 216]), welches zur Nachbildung von Turbulenz in der dreidimensionalen Strömungssimulation eingesetzt wird. Grundlage des Modells sind zwei gekoppelte Differenzialgleichungen für die turbulente kinetische Energiedichte k und die Dissipationsrate ϵ

$$\frac{dk}{dt} = \frac{dk_{Prod}}{dt} + \frac{dk_{Diff}}{dt} - \frac{dk_{Diss}}{dt} \quad (4.40)$$

$$\frac{d\epsilon}{dt} = \frac{d\epsilon_{Prod}}{dt} + \frac{d\epsilon_{Diff}}{dt} - \frac{d\epsilon_{Diss}}{dt}. \quad (4.41)$$

Die Transportgleichungen setzen sich aus einem Produktionsterm, einem Diffusionsterm und einem Dissipationsterm zusammen. Der Dissipationsterm der kinetischen Energiedichte dk_{Diss}/dt entspricht dabei gerade der Dissipationsrate ϵ . Im Rahmen der hier betrachteten nulldimensionalen Modellierung wird das k - ϵ -Modell durch ein k - l_1 -Modell ersetzt. Bei diesem Eingleichungsmodell wird lediglich die Transportgleichung für die turbulente kinetische Energie k gelöst. Für die Dissipation ϵ wird vereinfachend

$$\frac{dk_{Diss}}{dt} = \epsilon = C'_{Diss} \frac{k^{3/2}}{l_1} \quad (4.42)$$

gesetzt [201]. Hierbei stellt l_1 ein integrales, turbulentes Längenmaß dar, welches empirisch vorgegeben ist. Üblicherweise wird es aus dem momentanen Zylindervolumen abgeleitet

$$l_1 = \sqrt[3]{\frac{6V_Z}{\pi}}. \quad (4.43)$$

Der Dissipationskoeffizient C'_{Diss} in Gl. (4.42) ist wiederum eine Modellkonstante. Unter der Annahme, dass die Turbulenz im Zylinder unbeeinflusst von Diffusionsvorgängen ist ($dk_{\text{Diff}}/dt = 0$) folgt aus Gl. (4.40)

$$\frac{dk}{dt} = \frac{dk_{\text{Prod}}}{dt} - \epsilon. \quad (4.44)$$

Zu den Turbulenzgeneratoren im Brennraum gehören der Verdichtungsprozess, die Zylinderinnenströmung und die Einspritzung

$$\frac{dk_{\text{Prod}}}{dt} = \frac{dk_{\text{Verd}}}{dt} + \frac{dk_{\text{Drall}}}{dt} + \frac{dk_{\text{Quetsch}}}{dt} + \frac{dk_{\text{Inj}}}{dt}. \quad (4.45)$$

Nach Untersuchungen von [35] sind die kinetischen Energien der Drallströmung k_{Drall} und der Quetschströmung k_{Quetsch} so gering, dass sie gegenüber der kinetischen Energie der Einspritzung k_{Inj} vernachlässigbar sind. Zudem kann der Einfluss der Dichteänderung auf die Ladungsturbulenz dk_{Verd}/dt unberücksichtigt bleiben [16]. Die kinetische Strahlenergie stellt damit die maßgebliche Quelle für die Produktion von Turbulenz im Zylinder dar. Der Betrag der in den Brennraum eingebrachten Strahlenergie lässt sich aus dem Einspritzverlauf berechnen. Unter der Annahme einer stationären Kraftstoffströmung gilt

$$\frac{dE_{\text{Inj}}}{dt} = 0,5 \dot{m}_{\text{B,Inj}} c_{\text{B,Inj}}^2, \quad (4.46)$$

wobei $c_{\text{B,Inj}}$ die Einspritzgeschwindigkeit des Kraftstoffs bezeichnet. Unter Anwendung der Kontinuitätsgleichung geht Gl. (4.46) über in

$$\frac{dE_{\text{Inj}}}{dt} = 0,5 \frac{\dot{m}_{\text{B,Inj}}^3}{\rho_{\text{B}}^2 A_{\text{S}}^2}. \quad (4.47)$$

Hier stellt A_{S} den (effektiven) Spritzlochquerschnitt dar. Bezieht man die kinetische Energie auf die gesamte Zylindermasse, so folgt für die kinetische Energiedichte

$$\frac{dk_{\text{Inj}}}{dt} = 0,5 \frac{\dot{m}_{\text{B,Inj}}^3}{\rho_{\text{B}}^2 A_{\text{S}}^2} \frac{1}{m_{\text{Z}}}. \quad (4.48)$$

Es sei angemerkt, dass $\dot{m}_{\text{B,Inj}}$ den Einspritzmassenverlauf von Vor- und Haupteinspritzung angibt. Setzt man die Gln. (4.42), (4.43) und (4.48) in Gl. (4.44) ein, so nimmt die Transportgleichung für k die Form

$$\frac{dk}{dt} = 0,5 \frac{\dot{m}_{\text{B,Inj}}^3}{\rho_{\text{B}}^2 A_{\text{S}}^2} \frac{1}{m_{\text{Z}}} - C_{\text{Diss}} \frac{k^{3/2}}{\sqrt[3]{V_{\text{Z}}}} \quad (4.49)$$

an.

Mit der Approximation nach Gl. (4.42) lässt sich für die Reaktionsrate der Diffusionsverbrennung schreiben

$$r_{\text{R}} = C_{\text{Mag}} \beta_{\text{B}} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_{\text{Z}}}}. \quad (4.50)$$

Der Brennverlauf der Diffusionsverbrennung ergibt sich dann zu

$$\dot{Q}_{\text{B,Diff}} = r_{\text{R}} V_{\text{R}} H_{\text{u}}. \quad (4.51)$$

Die lokale Kraftstoffkonzentration β_B in Gl. (4.50) berechnet sich gemäß

$$\beta_B = \frac{m_{B,\text{Diff,verf}}}{V_R}. \quad (4.52)$$

Einsetzen der Gln. (4.50) und (4.52) in Gl. (4.51) führt auf

$$\dot{Q}_{B,\text{Diff}} = C_{\text{Mag}} H_u m_{B,\text{Diff,verf}} \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_Z}}. \quad (4.53)$$

Hieraus ist ersichtlich, dass die Wärmefreisetzung der Diffusionsverbrennung im Wesentlichen von der verfügbaren Kraftstoffmasse und der Turbulenzdichte abhängt.

Die für die Diffusionsverbrennung zur Verfügung stehende Kraftstoffmasse

$$m_{B,\text{Diff,verf}}(t) = \int_{t_{\text{EB}}}^t \dot{m}_{B,\text{inj}}(\tau) d\tau - \frac{Q_{B,\text{vor}}(t) + Q_{B,\text{Diff}}(t)}{H_u} \quad (4.54)$$

bestimmt sich aus der eingespritzten Kraftstoffmasse abzüglich der bereits verbrannten Kraftstoffmasse.

4.6.3 Gesamtbrennverlauf

Die Brennrate der Hauptverbrennung ergibt sich durch Summation der Anteile der vorgemischten Verbrennung und der Diffusionsverbrennung

$$\dot{Q}_{B,\text{HV}} = \dot{Q}_{B,\text{HV,vor}} + F_{\text{vor}} \dot{Q}_{B,\text{HV,Diff}}. \quad (4.55)$$

Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Diffusionsverbrennung nicht unmittelbar mit dem Verbrennungsbeginn der Hauptverbrennung einsetzt. Die ersten nach Verbrennungsbeginn verdampfenden Brennstoffelemente unterliegen immer noch einer gewissen chemischen Verzugszeit, obwohl sie formal der Diffusionsverbrennung zugeordnet sind [16]. Erst nach Abklingen der Vormischverbrennung wird die Umsetzung praktisch ausschließlich durch die turbulenten Mischungsvorgänge kontrolliert. Die Verzögerung der Diffusionsverbrennung wird nach [16] durch einen Vorfaktor F_{vor} modelliert, der den Umsetzungsgrad der vorgemischten Verbrennung beschreibt

$$F_{\text{vor}} = \left(\frac{Q_{B,\text{HV,vor}}}{m_{B,\text{HV,vor}} H_u} \right)^k. \quad (4.56)$$

Hier ist $m_{B,\text{HV,vor}}$ die während des Zündverzugs der Hauptverbrennung eingespritzte und mit dem Aufteilungsfaktor $\chi_{\text{HV,vor}}$ gewichtete Kraftstoffmasse (siehe Gl. (4.36)). Der Exponent k ist eine Modellkonstante ($k = 4$).

Die Vorverbrennung wird als reine Vormischverbrennung modelliert

$$\dot{Q}_{B,\text{VV}} = \dot{Q}_{B,\text{VV,vor}}, \quad (4.57)$$

wobei die Gln. (4.28) bis (4.38) unverändert zur Anwendung kommen.

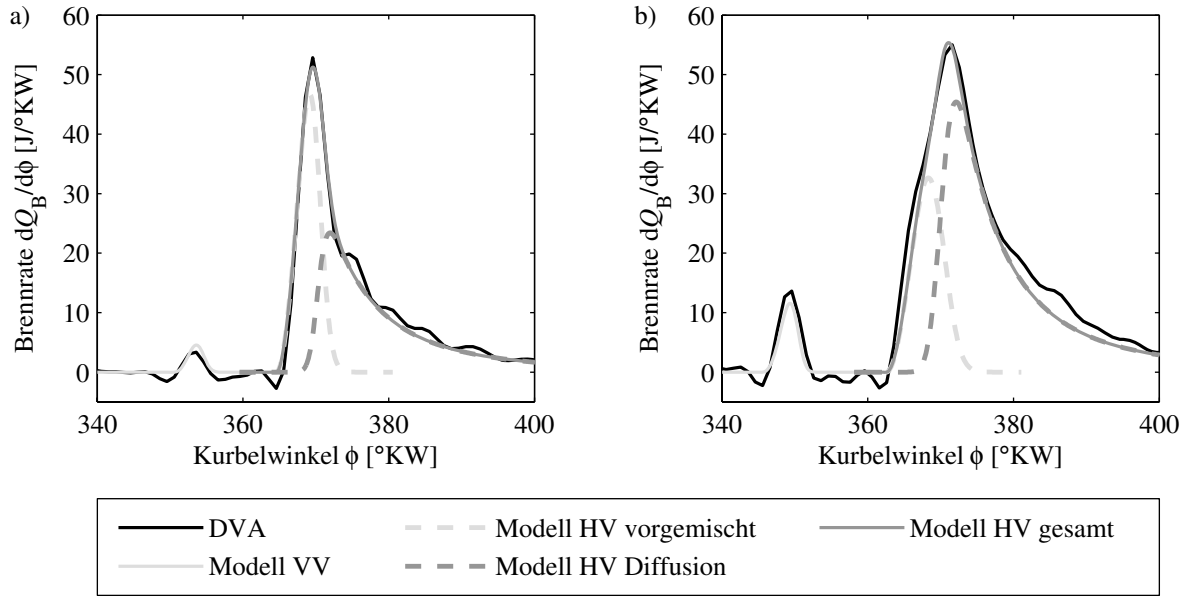


Bild 4.9: Überlagerung der Brennratenanteile der Vor- und Hauptverbrennung zum Gesamt-brennverlauf a) Arbeitspunkt $n_{\text{Mot}} = 1580 \text{ 1/min}$, $m_B = 12,2 \text{ mg/Inj}$ b) Arbeitspunkt $n_{\text{Mot}} = 2020 \text{ 1/min}$, $m_B = 19,3 \text{ mg/Inj}$

Die gesamte durch die Vor- und Hauptverbrennung freigesetzte Energie ergibt sich schließlich zu

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_{B,VV} + \dot{Q}_{B,HV} = \dot{Q}_{B,VV,\text{vor}} + \dot{Q}_{B,HV,\text{vor}} + F_{\text{vor}} \dot{Q}_{B,HV,\text{Diff}}. \quad (4.58)$$

Bild 4.9 zeigt die Überlagerung der drei Brennratenanteile zum Gesamt-brennverlauf in zwei Motorbetriebspunkten. Im ersten Arbeitspunkt, Bild 4.9a), wird die Hauptverbrennung durch die Vormischverbrennung bestimmt. Die Diffusionsverbrennung und die Energieumsetzung in der Ausbrandphase spielen nur eine untergeordnete Rolle. Im zweiten Arbeitspunkt, Bild 4.9b), ist der Premixed-Anteil der Hauptverbrennung weniger stark ausgeprägt. Hier wird ein Großteil des Kraftstoffs während der Diffusionsverbrennung umgesetzt. Betrachtet man die modellierten Brennratenanteile der Hauptverbrennung, so ist deutlich die verzögernde Wirkung des Vorfaktors F_{vor} gemäß Gl. (4.56) zu erkennen. Die Beispiele machen deutlich, dass das entwickelte Verbrennungsmodell in der Lage ist, die aus der Druckverlaufsanalyse (DVA) rekonstruierten Brennverläufe qualitativ und quantitativ korrekt abzubilden. Die Parameter (siehe Gln. (4.59) bis (4.61)), der in Bild 4.9 dargestellten Brennratenverläufe, wurden arbeitspunktindividuell durch eine nicht-lineare LS-Schätzung ermittelt. Der Verbrennungsbeginn wurde dabei vorgegeben.

4.6.4 Motorbetriebspunktvariation

Das dargestellte Verbrennungsmodell beruht weitgehend auf physikalisch-chemischen Gesetzmäßigkeiten. Dennoch ist es kaum möglich, einen einzigen Parametersatz

$$\underline{\theta}_{VV} = [C_{Arr,VV}, n_{VV}, T_{a,VV}, \chi_{VV,vor}]^T \quad (4.59)$$

$$\underline{\theta}_{HV,vor} = [C_{Arr,HV}, n_{HV}, T_{a,HV}, \chi_{HV,vor}]^T \quad (4.60)$$

$$\underline{\theta}_{HV,Diff} = [C_{Mag,HV}, C_{Diss,HV}]^T \quad (4.61)$$

zu identifizieren, welcher in allen Motorbetriebspunkten zufriedenstellende Simulationsergebnisse liefert. Es ist daher erforderlich, für einzelne Parameter Umrechnungsvorschriften in Abhängigkeit der Motorbetriebsbedingungen vorzugeben. Umrechnungsgesetzmäßigkeiten werden für die Aufteilungsfaktoren $\chi_{VV,vor}$ und $\chi_{HV,vor}$ der Vor- und Hauptverbrennung sowie für die Vorfaktoren $C_{Arr,HV}$ und $C_{Mag,HV}$ der Hauptverbrennung ermittelt. Die übrigen Parameter werden mit festen Werten belegt. Die Umrechnungsvorschriften orientieren sich an den entsprechenden Korrelationen für empirische Modelle (siehe z. B. [129, 158]). Der Umrechnung stützt sich auf einen gemessenen Referenz-Arbeitspunkt (Index „ref“), in welchem die Parameter mittels Parameterschätzverfahren ermittelt werden. Die Parameter in einem beliebigen Arbeitspunkt ergeben sich durch multiplikative Verknüpfung der Parameter im Referenzpunkt mit verschiedenen Einflussfunktionen. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Motorbetriebsgrößen Drehzahl, Last und Ladungsmasse berücksichtigt. Die Umrechnungsvorschriften lauten

$$\chi_{VV,vor} = \chi_{VV,vor,ref} \left(\frac{m_{B,VE}}{m_{B,VE,ref}} \right)^{k_1} \quad (4.62)$$

$$\chi_{HV,vor} = \chi_{HV,vor,ref} \left(\frac{m_{B,HE} + k_2}{m_{B,HE,ref} + k_2} \right)^{k_3} \quad (4.63)$$

$$C_{Arr,HV} = C_{Arr,HV,ref} \left(\frac{n_{Mot}}{n_{Mot,ref}} \right)^{k_4} \left(\frac{m_{B,HE}}{m_{B,HE,ref}} \right)^{k_5} \left(\frac{m_{Z,ES}}{m_{Z,ES,ref}} \right)^{k_6} \quad (4.64)$$

$$C_{Mag,HV} = C_{Mag,HV,ref} \left(\frac{n_{Mot}}{n_{Mot,ref}} \right)^{k_7} \left(\frac{m_{B,HE}}{m_{B,HE,ref}} \right)^{k_8} \left(\frac{m_{Z,ES}}{m_{Z,ES,ref}} \right)^{k_9}. \quad (4.65)$$

Die Koeffizienten k_i mit $i \in [1, \dots, 9]$ werden wiederum durch eine LS-Schätzung ermittelt. Die Gesetzmäßigkeiten gelten für den seriennahen Motorbetrieb. Durch Hinzunahme weiterer Einflussgrößen kann der Gültigkeitsbereich der Umrechnungen erweitert werden. Hierauf wurde aus Gründen des zusätzlichen Vermessungs- und Rechenaufwandes verzichtet.

4.6.5 Zündverzug

Zur Berechnung der Brennraten gemäß Gl. (4.35) und (4.53) ist die Vorgabe des Brennbeginns t_{BB} erforderlich. Dieser ergibt sich aus dem Einspritzbeginn t_{EB} und der Zündverzugszeit Δt_{ZV} . Wie in Abschnitt 4.1 erläutert, wird der Zündverzug sowohl durch physikalische als auch chemische Prozesse bestimmt. Die chemische Zündverzugszeit lässt sich durch einen klassischen Arrhenius-Ansatz gemäß Gl. (4.2) beschreiben. Die physikalische Zündverzugszeit wird vereinfachend als

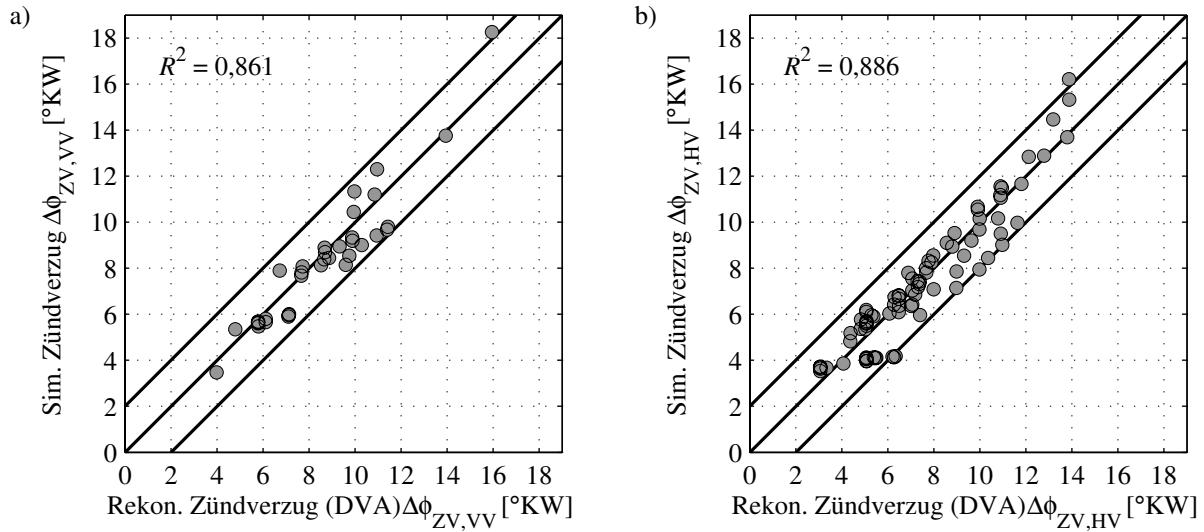


Bild 4.10: Validierung des Zündverzugsmodells: Vergleich des aus Messdaten rekonstruierten und des simulierten Zündverzugs: a) Vorverbrennung b) Hauptverbrennung; variierte Stellgrößen: Fahrpedalstellung $\alpha_{\text{ped}} = 10 \dots 40 \%$ und Motordrehzahl $n_{\text{Mot}} = 1000 \dots 3000 \text{ 1/min}$

konstant angenommen:

$$\Delta t_{ZV} = \Delta t_{ZV,\text{phys}} + \Delta t_{ZV,\text{chem}} = k_{ZV,1} + k_{ZV,2} p_{Z,\text{EB}}^{-k_{ZV,3}} \exp\left(\frac{k_{ZV,4}}{T_{Z,\text{EB}}}\right). \quad (4.66)$$

In die Gleichung gehen die Zylindertemperatur $T_{Z,\text{EB}}$ und der Zylinderdruck $p_{Z,\text{EB}}$ bei Einspritzbeginn ein. Die Koeffizienten $k_{ZV,i}$ mit $i \in [1, \dots, 4]$ werden aus Daten der Druckverlaufsanalyse jeweils getrennt für die Vor- und Haupteinspritzung durch eine nichtlineare Optimierung bestimmt. Hierbei ist anzumerken, dass die Detektion des Brennbeginns im Rahmen der Brennverlaufsrechnung insbesondere bei Betriebspunkten mit geringer Einspritzmenge mit Unsicherheiten behaftet ist. Bild 4.10 stellt die aus Messdaten rekonstruierten und die simulierten Zündverzüge in °KW für die Haupt- und die Vorverbrennung gegenüber. Die Differenz zwischen Rechnung und Messung liegt im Bereich $\pm 2 \text{ °KW}$. Das Bestimmtheitsmaß für den Zündverzugswinkel der Hauptverbrennung beträgt $R^2 = 0,886$, für den Zündverzugswinkel der Vorverbrennung $R^2 = 0,861$.

4.7 Kurbeltriebsmodell

Das Triebwerk eines Hubkolbenmotors besteht aus dem Kolben, der Pleuelstange und der Kurbelwelle. Es hat die Aufgabe, den durch die Zündung des Gas-Luft-Gemisches freiwerdenden Druck im Zylinder in ein Drehmoment an der Kurbelwelle umzuwandeln. Die Druckenergie wird zunächst in mechanische Arbeit an der Kolbenoberseite umgewandelt. Die entstehende Kraft wird über die Pleuelstange zur Kurbelwelle geleitet und erzeugt dort das Drehmoment.

Im Folgenden wird vereinfachend von einem zentrischen Kurbeltrieb ausgegangen, d. h., die Kurbelwellenlängsachse schneidet die Zylinderlängsachse. Zudem werden starre Triebwerksteile und spielfreie Lager vorausgesetzt. Die Ausführungen lehnen sich an [204], [109] und [59] an.

F_N und die Pleuelstangenkraft F_S zerlegt. Letztere ergibt sich unter Berücksichtigung von Gl. (4.68) und (4.69) zu

$$F_S = \frac{F_K}{\cos \beta} = \frac{F_K}{\sqrt{1 - \lambda_P^2 \sin^2 \phi}}. \quad (4.77)$$

Die Pleuelstangenkraft F_S teilt sich am Kurbelzapfen wiederum in die Radialkraft F_R und die gesuchte Tangentialkraft F_T auf. Aus Bild 4.12 lässt sich für die Tangentialkraft F_T ablesen

$$F_T = F_S \sin(\phi + \beta). \quad (4.78)$$

Setzt man Gl. (4.77) in Gl. (4.78) ein, so erhält man

$$F_T = F_K \frac{\sin(\phi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (4.79)$$

Mit Hilfe der trigonometrischen Umformungen

$$\sin(\phi + \beta) = \sin \phi \cos \beta + \cos \phi \sin \beta$$

und

$$\sin \phi \cos \phi = \frac{1}{2} \sin 2\phi$$

kann Gl. (4.79) in der Form

$$F_T = F_K \left[\sin \phi + \frac{\lambda_P}{2} \frac{\sin 2\phi}{\sqrt{1 - \lambda_P^2 \sin^2 \phi}} \right] \quad (4.80)$$

angeschrieben werden.

Die am Kolben angreifende Kraft F_K setzt sich zum einen aus der durch die Verbrennung hervorgerufenen Gaskraft F_G und zum anderen aus der Trägheitskraft $F_{M,osz}$ der oszillatorisch bewegten Teile des Triebwerkes zusammen

$$F_K = F_G + F_{M,osz}. \quad (4.81)$$

Für die Gaskraft gilt

$$F_G = A'_K (p_Z - p_U), \quad (4.82)$$

wobei $A'_K = \pi/4 d_K^2$ die Projektionsfläche der Kolbenbodenoberfläche in Zylinderrichtung darstellt. Die oszillierenden Massenkraft berechnet sich zu

$$F_{M,osz} = -m_{osz} a_K. \quad (4.83)$$

Hier steht m_{osz} für die oszillierende Masse und a_K für die Kolbenbeschleunigung nach Gl. (4.72). Das negative Vorzeichen deutet an, dass die Wirkung der Trägheitskraft der Beschleunigungsrichtung entgegengesetzt ist. Die oszillierende Masse besteht aus der Kolbenmasse m_K (Kolben, Kolbenringe, Kolbenbolzen) und dem oszillierenden Anteil der Pleuelmasse $m_{P,osz}$

$$m_{osz} = m_K + m_{P,osz}. \quad (4.84)$$

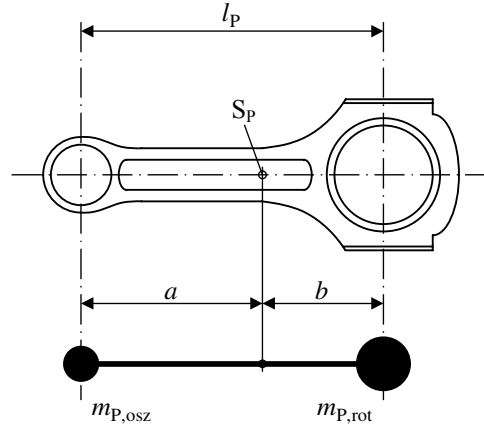


Bild 4.13: Punktmassenersatzmodell der Pleuelstange

Der oszillierende Anteil der Pleuelmasse wird über ein Punktmassenersatzmodell der Pleuelstange nach Bild 4.13 bestimmt

$$m_{P,osz} = \frac{b}{l_P} m_P, \quad (4.85)$$

wobei b den Abstand des großen Pleuellauges vom Pleuelschwerpunkt und m_P die gesamte Pleuelmasse angibt. Für eine Herleitung sei auf [109, 204] verwiesen. Einsetzen der Gln. (4.82) bis (4.84) in Gl. (4.81) liefert

$$F_K = A'_K (p_Z - p_U) - (m_K + m_{P,osz}) a_K. \quad (4.86)$$

Für das vom Zylinder abgegebene Drehmoment folgt mit Gl. (4.80)

$$M_Z = r_{KW} \left[A'_K (p_Z - p_U) - (m_K + m_{P,osz}) a_K \right] \left[\sin \phi + \frac{\lambda_P}{2} \frac{\sin 2\phi}{\sqrt{1 - \lambda_P^2 \sin^2 \phi}} \right]. \quad (4.87)$$

Der momentane Zylinderdruck p_Z wird vom Einzonenmodell bereitgestellt (siehe Abschnitt 4.3 bzw. Bild C.1).

Das Motordrehmoment ergibt sich schließlich durch Überlagerung der Einzelmomente $M_{Z,i}$ der z Zylinder abzüglich des Motorreibmomentes M_R

$$M_{Mot} = \sum_{i=1}^z M_{Z,i} - M_R. \quad (4.88)$$

Motorreibmoment

Das Motorreibmoment setzt sich aus den Reibungsverlusten der Kolbengruppe, des Kurbeltriebs und des Ventiltriebs zusammen. Hinzu kommen aerodynamische und hydraulische Verluste. Üblicherweise wird auch das Antriebsmoment der Nebenaggregate (Ölpumpe, Kühlwasserpumpe, CR-Hochdruckpumpe etc.) dem Reibmoment zugerechnet. Die physikalische Modellierung der einzelnen Verlustanteile ist theoretisch möglich allerdings sehr aufwändig. In der Regel wird daher auf einfache empirische Ansätze [53, 183, 204] zur Beschreibung der arbeitsspielgemittelten

mechanischen Verluste zurückgegriffen. Im Rahmen dieser Arbeit kommt ein Rechenansatz basierend auf [53] zur Anwendung (vgl. [131])

$$\frac{p_{mR} - p_{mR,ref}}{p_{mR,ref}} = K_{R1} \frac{n_{Mot} - n_{Mot,ref}}{n_{Mot,ref}} + K_{R2} \frac{p_{mi} - p_{mi,ref}}{p_{mi,ref}}. \quad (4.89)$$

Dieser beschreibt die Änderung des Reibmitteldrucks p_{mR} in Abhängigkeit des indizierten Mitteldrucks p_{mi} und der Motordrehzahl n_{Mot} . Zur Vorausberechnung des Reibmitteldrucks in einem beliebigen Arbeitspunkt sind die Größen $p_{mR,ref}$, $p_{mi,ref}$ und $n_{Mot,ref}$ in einem bekannten Referenzpunkt vorzugeben. Die Temperaturabhängigkeit des Reibmitteldrucks wird in Gl. (4.89) nicht explizit berücksichtigt. Es wird von einem näherungsweise homogenen Temperaturniveau im betrachteten Betriebsbereich des Motors ausgegangen. Die Parameter K_{R1} und K_{R2} dienen der Anpassung der empirischen Korrelation an den gegebenen Versuchsmotor. Sie werden aus Daten einer Hochdruckindizierung bei gefeuertem Betrieb identifiziert. Das Motorreibmoment folgt aus Gl. (4.89) zu

$$M_R = z \frac{p_{mR} V_h}{4\pi} = \frac{p_{mR} V_H}{4\pi}, \quad (4.90)$$

wobei V_H das Hubvolumen des Motors darstellt.

5 Modellbildung des Emissionsverhaltens

5.1 Grundlagen

Wird ein C_xH_y -Brennstoff vollständig verbrannt, so entstehen gemäß der Bruttoreaktionsgleichung (4.1)



die Reaktionsprodukte Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O). Daneben enthält das Abgas unverbrauchten Sauerstoff (O_2) sowie den in der Umgebungsluft vorhandenen Stickstoff (N_2). Bei der realen, unvollständigen Verbrennung kommt es zusätzlich zur Bildung von Kohlenmonoxid (CO), unverbrannten und teilverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC), Stickoxiden (NO_x) und Partikeln (PM). Die Schadstoffkomponenten CO und HC werden im Oxidationskatalysator des Dieselmotors mit einer Konvertierungsrate von über 90 % in CO_2 und H_2O umgewandelt. Als Zielgrößen für die Motoroptimierung verbleiben die Stickoxid- und Partikelkonzentrationen im Abgas. Auf die Bildungsmechanismen der beiden Luftschadstoffe und ihre Modellierung wird im Folgenden eingegangen. Die Ausführungen basieren auf [90, 129, 131, 158, 216].

5.1.1 Stickoxide

Unter dem Begriff Stickoxide (NO_x) werden Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO_2) zusammengefasst. Bei der motorischen Verbrennung entsteht im Wesentlichen Stickstoffmonoxid, welches jedoch in der Atmosphäre langsam zu Stickstoffdioxid reagiert. Bei der Entstehung von Stickstoffmonoxid (NO) können drei Bildungspfade unterschieden werden:

Thermisches NO (Zeldovich-NO)

Die Bildung von thermischem NO aus Luftstickstoff erfolgt in einer Kettenreaktion, die durch den erweiterten Zeldovich-Mechanismus beschrieben wird



Die Elementarreaktionen (5.1) und (5.2) gehen dabei auf Zeldovich [228] zurück. Die Reaktion (5.3) ist eine Ergänzung von Lavoie u. a. [116]. Die Geschwindigkeiten der (Hin-) Reaktionen (5.2) und (5.3) liegen im relevanten Temperaturbereich um mehrere Zehnerpotenzen über der Reaktionsgeschwindigkeit der Startreaktion (5.1). Entsprechend ist die erste Reaktion der geschwindigkeitsbestimmende Schritt. Die langsame Umsetzung in der Initiierungsreaktion (5.1) ist auf die hohe Aktivierungsenergie der stabilen N_2 -Dreifachbindung ($T_a \approx 38200$ K) zurückzuführen. Die thermische NO-Bildung setzt entsprechend erst bei lokalen Temperaturen

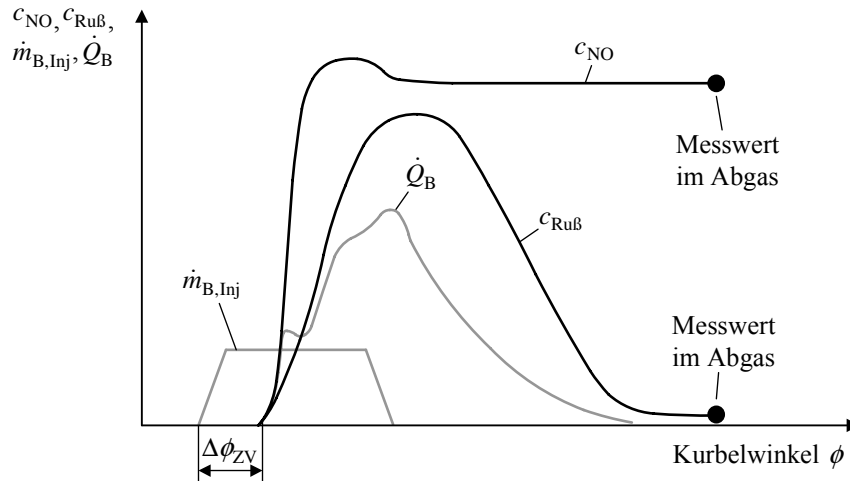


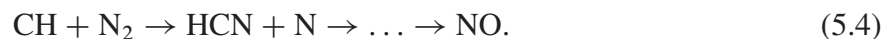
Bild 5.1: NO- und Rußkonzentrationen im Brennraum über dem Kurbelwinkel (schematisch, modifiziert nach [131])

$T_{Z, \text{lokal}} > 2000 \text{ K}$ ein. Voraussetzung ist die Verfügbarkeit von überschüssigem Sauerstoff, d. h. lokaler Luftüberschuss. Thermisches Stickoxid wird daher vornehmlich in mageren Gebieten hinter der Flammenfront (im Verbrannten) gebildet. Neben der lokalen Temperatur und dem lokalen Luftverhältnis wird die NO-Bildung auch von der Verweilzeit eines betrachteten Massenelements bei der lokal herrschenden Temperatur und dem lokal herrschenden Luftverhältnis beeinflusst [131, 196].

Bild 5.1 stellt den Einspritzvorgang, die Energiefreisetzung und die Schadstoffbildung über dem Kurbelwinkel dar. Es ist zu erkennen, dass NO vornehmlich während der Vormischverbrennung entsteht. Zu Beginn der Expansionsphase wird durch Rückreaktionen ein geringer Teil des entstandenen NO wieder reduziert. Mit weiter sinkenden Gastemperaturen im Brennraum frieren die NO-Hin- und Rückreaktionen ein. Die NO-Konzentration bleibt konstant. Der stationäre Endwert entspricht näherungsweise dem Messwert aus der Abgasmessung.

Prompt-NO (Fenimore-NO)

Prompt-NO wird ebenfalls aus dem Stickstoff der Verbrennungsluft gebildet. Es entsteht unter brennstoffreichen Bedingungen unmittelbar in der Flammenfront. Hierbei spalten aus dem Brennstoff gebildete CH-Radikale die starke N_2 -Dreifachbindung auf



Das Zwischenprodukt HCN (Blausäure) reagiert über mehrere Schritte zu NO weiter. Der Reaktionsmechanismus wird als Fenimore-Mechanismus [52] bezeichnet. Aufgrund der relativ niedrigen Aktivierungsenergie der Reaktion entsteht Prompt-NO bereits bei Temperaturen ab etwa 1000 K [129]. Die Reaktion ist zudem deutlich schneller als die Bildungsreaktion von thermischem NO nach Gl. (5.1).

Die Vorausberechnung der Prompt-NO-Emissionen ist aufgrund des komplexen Mechanismus schwierig. Die in der Literatur aufgeführten Geschwindigkeitskoeffizienten des geschwindigkeits-

bestimmenden Schrittes $\text{CH} + \text{N}_2 \rightarrow \text{HCN} + \text{N}$ sind uneinheitlich (siehe z. B. [90, 216]). Hieraus kann abgelesen werden, dass die Prompt-NO-Bildung noch nicht vollständig geklärt ist. Prompt-NO macht etwa 5 bis 10 % der Stickoxidemissionen beim Verbrennungsmotor aus [129].

Brennstoff-NO

Brennstoff-NO entsteht durch Oxidation des im Brennstoff gebundenen Stickstoffs. Da der Stickstoffmassenanteil handelsüblicher Kraftstoffe unter 0,01 % liegt [157], spielt Brennstoff-NO bei der motorischen Verbrennung keine Rolle.

5.1.2 Partikel

Unter den Partikelemissionen ist nach der EU-Richtlinie 70/220/EWG die Gesamtmasse aller festen und flüssigen Abgasbestandteile zu verstehen, die nach Verdünnung mit gefilterter Umgebungsluft bei einer Temperatur $T < 325 \text{ K}$ auf einem definierten Probefilter abgeschieden werden. Die typische Zusammensetzung der Partikelemissionen eines Dieselmotors mit Oxidationskatalysator besteht nach [175] aus 75,0 % Ruß, 12,9 % Schmieröl, 5,1 % Kraftstoff, 3,8 % Wasser, 2,9 % Sulfat und 0,3 % Nitrat¹.

Der Hauptbestandteil Ruß wird bei hohen Temperaturen und örtlichem Sauerstoffmangel gebildet. Als Rußvorläufer gelten ringförmige Kohlenwasserstoffe (Aromaten). Die einzelnen chemischen und physikalischen Teilprozesse der Rußentstehung sind im Detail noch nicht verstanden [129, 158]. Üblicherweise werden folgende Phasen unterschieden [90, 129, 216]:

- Aufspalten der Brennstoffmoleküle in kleine Kohlenwasserstoffe wie z. B. Ethin (C_2H_2) oder Propargyl (C_3H_3) durch thermische bzw. oxidative Pyrolyse
- Entstehung des ersten aromatischen Rings (Benzolring, C_6H_6)
- Bildung von polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) durch Polymerisation von Ringen
- Bildung von Rußkeimen (Nukleation) mit Abmessungen von etwa 1 bis 2 nm
- Oberflächenwachstum und Verschmelzen von Rußkeimen (Koagulation) zu Rußprimärteilchen mit Durchmessern von ca. 20 bis 30 nm
- Zusammenhaften von Rußprimärteilchen unter Ausbildung langer kettenartiger Strukturen (Agglomeration).

Simultan zum zuvor dargestellten Prozess der Rußbildung erfolgt der Rußabbau. Hierbei werden die Rußpartikel und die Rußvorläufer (PAK) zu Kohlenmonoxid (CO) oxidiert. Als Oxidatoren fungieren atomarer Sauerstoff (O), molekularer Sauerstoff (O_2) und OH-Radikale.

¹Angaben in Gewichtsprozent.

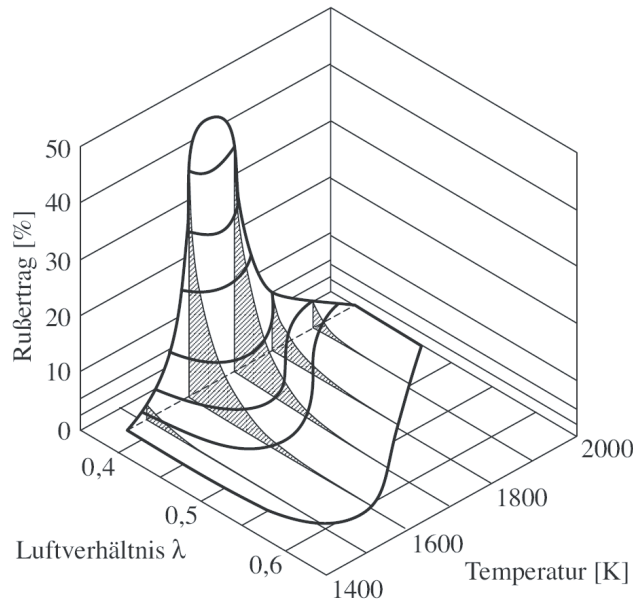


Bild 5.2: Prozentualer Rußertrag als Funktion von Luftverhältnis und Temperatur [156]

Wie bereits angemerkt, ist die Rußentstehung von der Temperatur abhängig. Der Temperatureinfluss lässt sich gemäß Bild 5.2 durch eine Glockenkurve beschreiben. Wie aus der Darstellung hervorgeht, ergibt sich der höchste Rußertrag im Temperaturintervall $1500\text{ K} < T < 1900\text{ K}$. Zudem ist ein exponentieller Anstieg der Rußemissionen für Luftverhältnisse $\lambda < 0,6$ zu erkennen [156]. Der eng begrenzte Temperaturbereich kann damit erklärt werden, dass die zur Keimbildung erforderlichen Radikale wie z. B. C_3H_3 erst ab einer gewissen Mindesttemperatur gebildet werden. Bei sehr hohen Temperaturen werden die Rußvorläufer hingegen aufgespalten und oxidiert.

Während die Rückbildung von Stickoxiden bei der motorischen Verbrennung von untergeordneter Bedeutung ist (siehe Abschnitt 5.1.1), spielt der Abbauprozess des Rußes eine entscheidende Rolle. Wie aus der Darstellung des zeitlichen Verlaufs der Rußemissionen in Bild 5.1 abzulesen ist, wächst die Rußkonzentration nach Brennbeginn zunächst stark an. Während der Diffusionsverbrennung und in der Ausbrandphase wird jedoch ein Großteil des gebildeten Rußes wieder oxidiert. Die Rußkonzentration sinkt auf einen Bruchteil der Maximalkonzentration ab. Der Endwert wird üblicherweise durch die Abgasmessung erfasst. Bei der Modellierung ergibt sich das Problem, dass der Endwert nur eine sehr kleine Differenz zwischen den großen Integralwerten der Bildungs- und Oxidationsrate darstellt. Selbst bei Vorliegen hinreichend genauer Modelle für die Rußformation und den Rußabbau können große relative Fehler in der endgültigen Rußmenge entstehen. Die Vorhersage der Rußemissionen unterliegt damit erheblichen Unsicherheiten [196].

5.2 Modellierungsansätze

Wie in Abschnitt 5.1 erläutert, sind die Stickoxid- und Rußemissionen maßgeblich von der *lokalen* Brennraumtemperatur und dem *lokalen* Luftverhältnis abhängig. Die physikalisch-chemische Modellierung der Schadstoffentstehung erfordert daher die Verwendung mehrzoniger bzw. mehr-

dimensionaler Modelle. Die in der Literatur aufgeführten Verbrennungsmodelle (siehe z. B. [73, 108, 146, 196, 202]) berücksichtigen in der Regel nur die thermische NO-Bildung. Die Berechnung beruht auf dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus. Hiermit kann eine zufriedenstellende Nachbildung der NO-Emissionen erzielt werden. Nach [197] liegt der relative Fehler entsprechender Ansätze in der Regel unter 20 %.

Einen Zwischenweg zwischen einer ein- und einer zweizonigen Berechnung stellt [69] vor. Das entwickelte NO-Modell setzt dabei als Post-Processor auf die einzonige Kreisprozessrechnung auf. Die Vorhersage der NO-Emissionen basiert wiederum auf dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus. Die für die NO-Bildung relevante Temperatur in der Reaktionszone wird über ein vereinfachtes Zweizonenmodell abgeschätzt. Der Vorteil des Ansatzes liegt im verminderten Rechenaufwand. Der Rechenbedarf ist allerdings immer noch so hoch, dass eine zylinderindividuelle Simulation der NO-Emissionen auf einem gängigen RCP-System in Echtzeit nicht realisierbar ist [130]. Ein Nachteil des Modells ist die beschränkte Modellgüte bei Betriebspunkten mit AGR [16].

Bei der Rußmodellierung lassen sich grob phänomenologische und detaillierte Ansätze unterscheiden. Phänomenologische Rußmodelle [54, 73, 108, 146, 178] beschreiben die wesentlichen Prozesse der Rußentwicklung mittels weniger globaler Reaktionsschritte. Im einfachsten Fall werden die Bildungs- und Oxidationsrate durch jeweils eine Gleichung in Arrhenius-Form approximiert. Detaillierte Rußmodelle versuchen, die einzelnen Teilschritte der Rußentstehung (PAK-Entstehung, Rußkeimbildung, Oberflächenwachstum, Koagulation, Oxidation, etc.) auf molekularer Ebene abzubilden. Aufgrund des sehr hohen Rechenaufwandes eignen sie sich nur für Grundlagenuntersuchungen unter vereinfachten Randbedingungen [196]. Für eine Übersicht sei auf [26, 90, 216] verwiesen. Sowohl die phänomenologischen als auch die detaillierten Modelle ermöglichen im motorischen Umfeld lediglich eine qualitative Abschätzung der Rußemissionen. Der typische relative Fehler erreicht 50 bis 100 % [49].

Neben den bisher beschriebenen physikalisch-chemischen Modellen, welche die Emissionsentstehung im Brennraum kurbelwinkelsynchron simulieren, sind in der Literatur auch zahlreiche (datenbasierte) Mittelwertmodelle aufgeführt. Diese stellen lediglich die Endwerte der Schadstoffkonzentration im Brennraum gemäß Bild 5.1 bereit. Als Modellarchitekturen kommen Rasterkennfelder (ergänzt um dynamische Korrekturglieder) [22, 174], globale Polynomansätze [74] sowie neuronale Netze bzw. Neuro-Fuzzy-Systeme [66, 135, 167, 179, 185] zur Anwendung. Eine Besonderheit stellt der phänomenologische Mittelwertansatz nach [98, 99] dar, welcher auf einem vereinfachten Zweischritt-Modell beruht. Die Modellfehler der Mittelwertmodelle liegen etwa in der Größenordnung der Fehler der physikalisch-chemischen Modelle.

Aufgrund der hohen Rechenintensivität der reaktionskinetischen und der phänomenologischen Schadstoffmodelle sowie des ungünstigen Verhältnisses von Abbildungsgenauigkeit zu Rechenaufwand, wird zur Abschätzung der NO- und PM-Emissionen im Rahmen dieser Arbeit auf experimentelle Modelle zurückgegriffen.

5.3 Lokal-polynomiale Emissionsmodelle

Der Emissionsmodellierung liegt der Gedanke zugrunde, dass der motorische Arbeitsprozess vereinfachend als Batchprozess aufgefasst werden kann (vgl. [66, 135, 185]). Bei identischem Füllungszustand bei Einlassschluss (ES), identischem Einspritzverlauf und identischen thermischen Randbedingungen ergibt sich jeweils der gleiche zeitliche Verlauf der Emissionen und folglich der gleiche Endwert entsprechend Bild 5.1. Dynamische Effekte bei der Schadstoffentstehung sind vornehmlich auf die Dynamik des Luft- und Abgaspfades zurückzuführen. Diese werden im Rahmen der stationären Modellbildung als externe Dynamikquellen berücksichtigt.

Bei der Analyse der Schadstoffentstehung in transienten Betriebsphasen muss zudem die ausgeprägte Dynamik der Abgasmesstechnik berücksichtigt werden. Eine Beschreibung des Zeitverhaltens gängiger Abgassensorik ist [66] zu entnehmen. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Stickoxidkonzentration durch eine NO_x -Sonde der Firma NGK gemessen. Die Abgastrübung als Maß für die Partikelemissionen wird durch ein Opazimeter der Firma AVL erfasst. Die Dynamik der Messgeräte lässt sich vereinfachend durch ein PT_1 - T_t -Glied mit konstanten Zeitkonstanten approximieren

$$G_{\text{Sensor}}(s) = \frac{1}{1 + T_t s} e^{-T_t s}. \quad (5.5)$$

Die Schadstoffentstehung selbst wird als nichtlinearer statischer Prozess modelliert. Als Modellstruktur kommen lokal-polynomiale Neuro-Fuzzy-Modelle zur Anwendung [185]. Diese stellen eine Erweiterung der in Abschnitt 3.2.2 aufgeführten lokal-linearen Neuro-Fuzzy-Modelle (LOLIMOT) dar.

Da die Nachbildung des Emissionsverhaltens kein Schwerpunkt dieser Arbeit ist und nur etwa 100 stationäre Messpunkte für die Modellbildung zur Verfügung stehen, wird jeweils ein einfaches Modell mit drei Regressoren gewählt:

$$c_{\text{NO}_x} = f_{\text{LOP}}(n_{\text{Mot}}, m_{\text{B}}, m_{\text{Z,ES}}) \quad (5.6)$$

$$c_{\text{Op}} = f_{\text{LOP}}(n_{\text{Mot}}, m_{\text{B}}, m_{\text{Z,ES}}). \quad (5.7)$$

Die Abhängigkeit der Emissionen vom Motorbetriebspunkt wird durch die Motordrehzahl n_{Mot} und die Einspritzmenge m_{B} abgebildet. Der Einfluss der Luftpfaddynamik wird durch die Luftmasse bei Einlassschluss $m_{\text{Z,ES}}$ berücksichtigt. Letztere wird in der Simulation vom Modell der Zylindergruppe bereitgestellt.

Die Generalisierung der experimentellen Emissionsmodelle an einem dynamischen Datensatz erfolgt in Kapitel 7.

6 Bedatung des Motormodells

6.1 Modellparameter

Das entwickelte Motormodell umfasst etwa 300 Konstanten, Kennlinien und Kennfelder, die zu parametrieren sind. Die Parameter lassen sich gemäß Tabelle 6.1 in fünf Parameterklassen unterteilen. Wie aus der Aufstellung hervorgeht, kann der größte Teil der Parameter auf der Grundlage von Literaturwerten (Stoffwerte), den technischen Daten des Motors (Geometriedaten) und von einfachen Abschätzungen (Startwerte) bestimmt werden. Nur die Koeffizienten der fluidmechanischen und thermodynamischen Korrelationen sowie die Parameter des phänomenologischen Verbrennungsmodells sind aus Messdaten zu identifizieren. Hier wird der Vorzug der physikalischen gegenüber der rein experimentellen Modellbildung deutlich. Durch die Verwendung eines physikalisch-parametrischen Ansatzes kann der Messaufwand reduziert werden. Zugleich wird die Übertragung des Modells auf andere Motorkonfigurationen erleichtert.

Tabelle 6.1: Parameter des Motormodells

Parameterklasse	Beispiele	Anzahl
Stoffwerte	spezifische Wärmekapazität von Luft, kinematische Viskosität von Kühlwasser, unterer Heizwert von Dieseldieselkraftstoff	ca. 40
Geometriedaten	Pleuellänge, Außendurchmesser des Verdichterlaufrades, Masse des Ladeluftkühlers	ca. 130
Startwerte der Simulation	Anfangswert der Zylindertemperatur, Anfangswert der Turboladerdrehzahl	ca. 30
Koeffizienten thermodyn. und fluidmechanischer Korrelationen	Koeffizienten des Minderleistungsfaktor, Koeffizienten der Durchflusszahl des AGR-Ventils	ca. 80
Parameter des phänom. Verbrennungsmodells	Koeffizienten der Zündverzugszeit, Koeffizienten der Brennrate der Vormischverbrennung	23

6.2 Identifikationsprozess

Die Identifikation der Modellparameter ist ein iterativer Prozess, der sich gemäß Bild 6.1 in sechs Schritte unterteilt und von der Prüfstandskonfiguration bis zur Modellvalidierung reicht.

1. **Prüfstandskonfiguration:** Vor der eigentlichen Vermessung und Identifikation ist die Konfiguration des Motorprüfstandes an die Identifikationsaufgabe anzupassen. Hierzu gehört

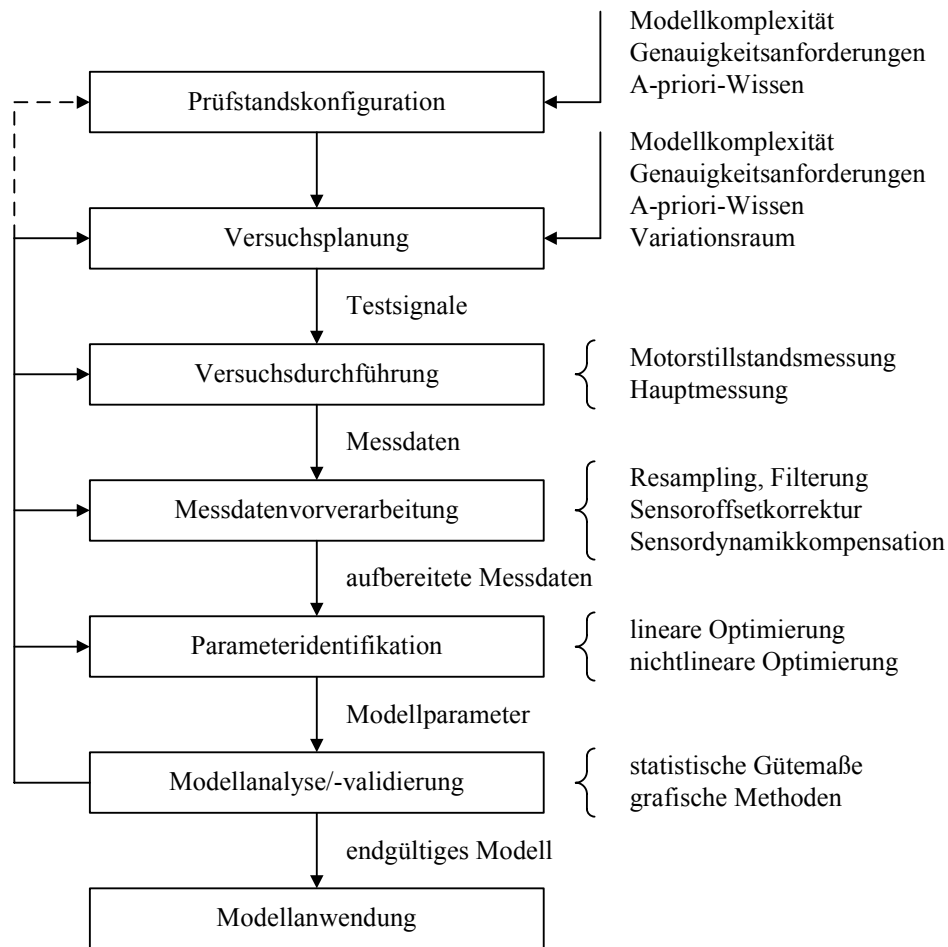


Bild 6.1: Methode der Modellparametrierung

die Ausstattung des Versuchsträgers mit Zusatzsensorik bzw. Sondermesstechnik (zusätzliche Druck- und Temperatursensoren, spezielle Abgasmesstechnik etc.) sowie ggf. die funktionale Erweiterung des Prüfstandsautomatisierungssystems. In Abhängigkeit der geforderten Modellgüte sind vorhandene Sensoren durch Typen mit höherer Genauigkeitsklasse zu ersetzen. Auch die geplante Vermessungsmethode hat Einfluss auf die Prüfstandskonfiguration. Für dynamische Messungen sollten bspw. Thermoelemente mit geringem Manteldurchmesser anstelle der üblichen PT100-Widerstandsthermometer verwendet werden.

2. **Versuchsplanung:** Die Versuchsplanung orientiert sich an der Komplexität und der gewünschten Abbildungsqualität des Modells. Zudem geht das im Rahmen der physikalischen Modellbildung gewonnene A-priori-Wissen über relevante Mess- und Stellgrößen, Stellbereiche, Nichtlinearitäten, Einschwingzeiten etc. in den Planungsprozess ein. Auf Basis der gewonnenen Informationen werden die Vermessungsmethode, die Eingangssignale, die Abtastzeit, die Anzahl der Messpunkte und die Messzeit vorgegeben. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass nicht alle Eingangsgrößenkombinationen fahrbar sind bzw. bestimmte Kombinationen zu einer Schädigung des Antriebsaggregats führen können. Daher werden zunächst die Grenzen des Versuchsraums mit Hilfe einer automatisierten Variationsraum-messung bestimmt. Bild 6.2 zeigt den ermittelten Variationsraum der Stellgrößen $s_{VTG,soll}$,

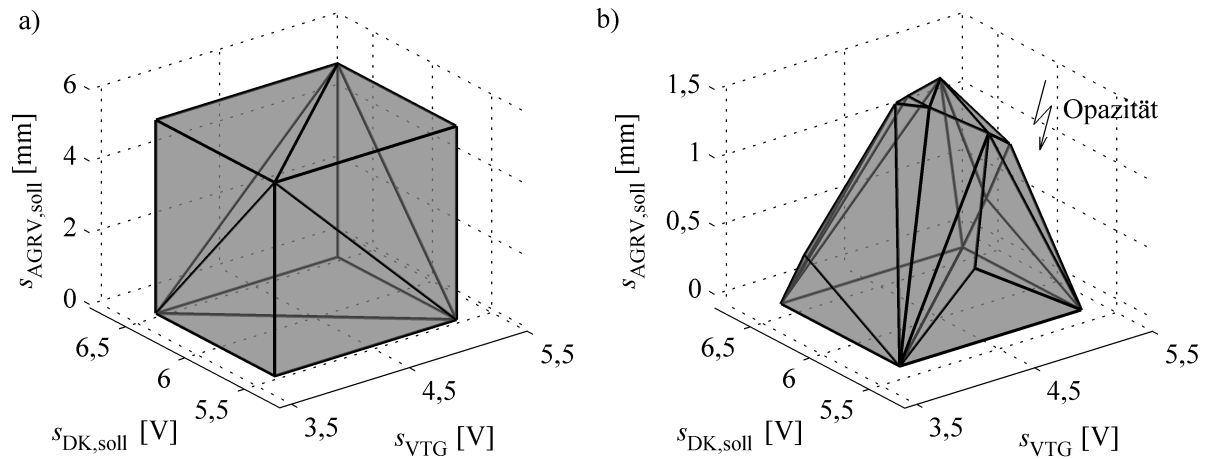


Bild 6.2: Variationsraum der Aktor-Sollwerte $s_{VTG,soll}$, $s_{DK,soll}$ und $s_{AGRV,soll}$ in den Lastpunkten a) $n_{Mot} = 2000 \text{ 1/min}$, $\alpha_{ped} = 15 \%$ b) $n_{Mot} = 1000 \text{ 1/min}$, $\alpha_{ped} = 30 \%$; überwachte Grenzen: $p_{2E,max} = 1,8 \text{ bar}$, $\lambda_{min} = 1,2$, $c_{Op,max} = 10 \%$, $T_{3,max} = 500 \text{ °C}$, $p_{Z,max} = 120 \text{ bar}$

$s_{DK,soll}$ und $s_{AGRV,soll}$ in zwei Betriebspunkten. Bei der Vermessung wurden der Ladedruck, das Verbrennungsluftverhältnis, die Opazität, die Abgastemperatur und der Zylinderdruck auf Grenzwertverletzungen überwacht.

Zu den Hauptaspekten der Versuchsplanung gehört die Wahl der Vermessungsstrategie. Dabei kann zwischen stationären, kontinuierlichen quasi-stationären und dynamischen Ansätzen unterschieden werden:

Stationäre Vermessung: Stationäre Ansätze stellen den industriellen Standard bei der Vermessung von Verbrennungsmotoren dar. Hierbei werden alle Stellgrößen amplitudendiskret nach einem vorgegebenen Raster variiert (Bild 6.3a). Nach einer Stellgrößenänderung wird zunächst das Einschwingen des Motors und der Prüfstandsmesstechnik abgewartet. Im nachfolgenden Messintervall werden mehrere Messwerte aufgezeichnet und arithmetisch gemittelt. Der berechnete Mittelwert stellt das Messergebnis für den aktuellen Arbeitspunkt dar und wird vom Prüfstandsautomatisierungssystem bzw. Messsystem abgespeichert. Die Vermessungsmethode ist sehr genau und ermöglicht durch die gleichmäßige Abdeckung des Eingangsraums die Erfassung aller relevanten Effekte. Ein Nachteil der Methode besteht im exponentiellen Anstieg des Versuchsumfangs mit der Stellgrößenzahl (Fluch der Dimensionalität). Die klassische Rastervermessung ist daher für die Identifikation konventioneller Black-Box-Motormodelle mit ihrem hochdimensionalem Eingangsraum nicht zielführend. Sie wird zunehmend durch Ansätze der statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments, DoE) ersetzt, wobei ein geringer Verlust an Modellgüte in Kauf genommen wird. Für eine Übersicht zu DoE-Methoden siehe z. B. [100, 133]. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten physikalisch-basierten Modelle zerlegen den Motorgesamtprozess in mehrere Teilprozesse. Die Teilprozesse weisen in der Regel eine deutlich geringere Anzahl an Eingangsgrößen auf, so dass die Rastervermessung hier weiterhin vorteilhaft eingesetzt werden kann. Um die Gesamtmesszeit zu minimieren und die stationäre Genauigkeit zu erhöhen, ist es sinnvoll, die Verstellreihenfolge der Rasterpunkte so zu wählen, dass der thermische Ein-

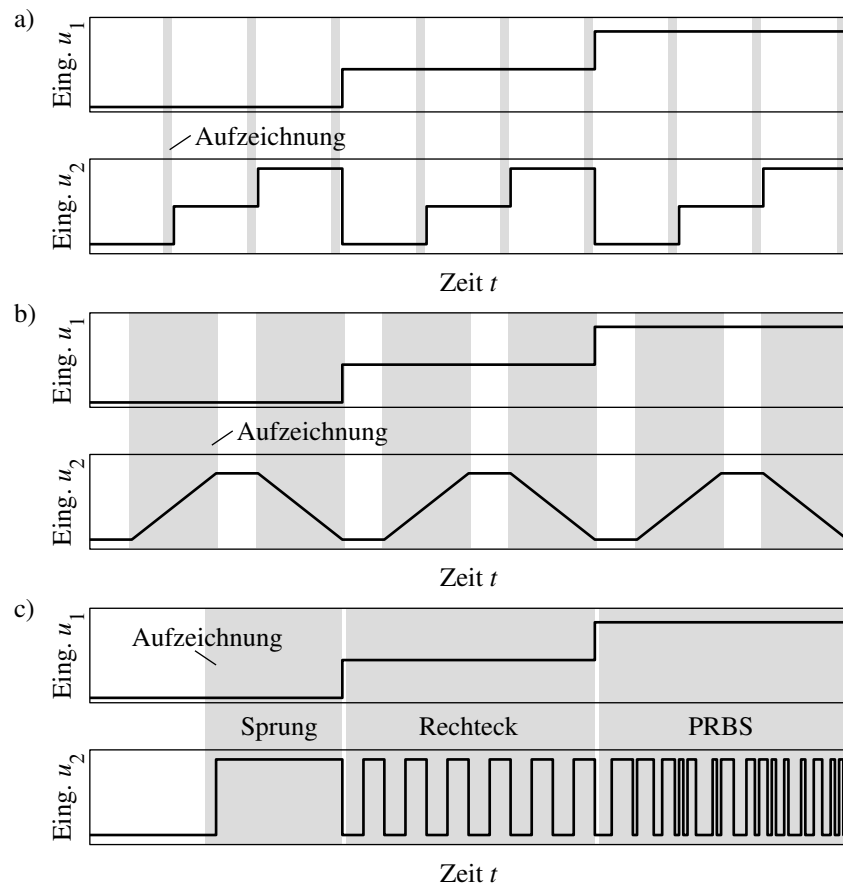


Bild 6.3: Testsignale für unterschiedliche Vermessungsmethoden a) stationär b) kontinuierlich quasi-stationär c) dynamisch

schwingvorgang des Motors möglichst schnell verläuft. Dazu wird der Lastpunkt (M_{Mot} , n_{Mot}) bzw. (q_B , n_{Mot}) solange wie möglich beibehalten, während die Stellgrößen, die nur geringen Einfluss auf das thermische Verhalten haben, variiert werden (Bild 6.4).

Kontinuierliche quasi-stationäre Vermessung: Die kontinuierliche quasi-stationäre Vermessung [118, 180, 215] kann als Kombination von stationären und dynamischen Vermessungsmethoden angesehen werden. Sie dient zur Identifikation statischer Modelle und zeichnet sich gegenüber der Raster- und DoE-Vermessung durch eine deutliche größere Datenmenge bei verringertem Zeitaufwand aus. Die Methode setzt voraus, dass der zu identifizierende Prozess näherungsweise durch ein Hammerstein-Modell beschrieben werden kann. Um die statische Nichtlinearität zu identifizieren wird jeweils ein Prozesseingang schwach dynamisch angeregt. Als Anregungssignal kommen kontinuierliche Funktionen mit geringem Gradienten (z. B. langsame Rampenfunktionen) zur Anwendung. Die übrigen Prozesseingänge werden rasterförmig verstellt (Bild 6.3b). Bedingt durch die reale Prozessdynamik läuft der gemessene Prozessausgang dem statischen Verhalten hinterher. Dieser Schleppfehler kann durch eine identische, aber umgekehrt verlaufende Rückmessung näherungsweise kompensiert werden. Das statische Prozessverhalten ergibt sich durch arithmetische Mittelung der Messwerte der Hinmessung und der gespiegelten Rückmessung.

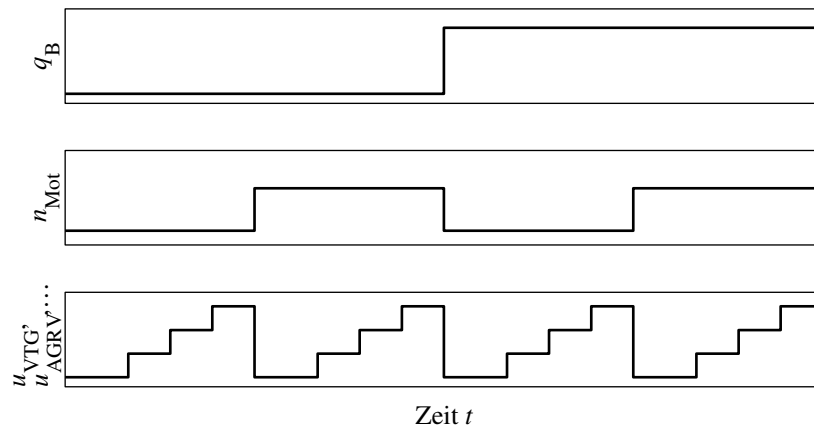


Bild 6.4: Verstellreihenfolge zur Minimierung thermischer Einschwingprozesse

Die erreichbare Modellgüte wird von der Änderungsgeschwindigkeit des Anregungssignals beeinflusst. Diese ist in Abhängigkeit der (Summen-)Zeitkonstanten und der Nichtlinearität des zu vermessenden Prozesses zu wählen. Im Rahmen dieser Arbeit werden Rampen mit Anstiegszeiten zwischen 60 s und 120 s genutzt.

Dynamische Vermessung: Bei der stationären Vermessung werden nur die eingeschwungenen Zustände des Motorprozesses betrachtet. Das Übergangsverhalten beim Wechsel zwischen Betriebspunkten bleibt unberücksichtigt. Damit geht ein Teil der in den Messdaten enthaltenen Informationen verloren. Die dynamische Vermessung rückt hingegen gerade das transiente Verhalten in den Mittelpunkt der Betrachtung. Wie bei der quasi-stationären Vermessung erfolgt sowohl die Anregung des Prozesses als auch die Messdatenaufzeichnung fortlaufend. Entscheidenden Einfluss auf die Güte der Identifikation hat die Wahl des Eingangssignals. Auf dem Gebiet der Verbrennungskraftmaschinen werden üblicherweise Sprungfunktionen, Rechtecksignale und Pseudo-Rausch-Binär-Signale (PRBS) genutzt (Bild 6.3c). Hierbei handelt es sich um Standardsignale der Systemidentifikation [81, 141]. Das PRBS-Signal ahmt weißes Rauschen nach und regt alle Systemfrequenzen gleichmäßig an. Seine Verwendung ist angeraten, wenn nur wenig Vorwissen über die zu identifizierenden Zeitkonstanten vorliegt. Im Falle nichtlinearer dynamischer Systeme ist das PRBS-Signal mit einer Amplitudenmodulation zu versehen (APRBS), um eine gleichmäßige Abdeckung des Eingangsraums zu erreichen.

Dynamische Vermessungsstrategien setzen einen dynamischen Motorprüfstand sowie eine schnelle Messtechnik voraus. Im Unterschied zur stationären und quasi-stationären Vermessung muss die Sensordynamik bei der Identifikation berücksichtigt werden (siehe Punkt 4).

3. **Versuchsdurchführung:** Jede Messkampagne beginnt mit einer Motorstillstandsmessung. Hierbei werden die Messwerte sämtlicher Druck- und Temperatursensoren über eine Zeitdauer von etwa 30 Sekunden aufgezeichnet. Die Messung erfolgt bei kaltem bzw. über mehrere Stunden abgekühltem Motor. Die Sensordaten liefern die Grundlage für eine Sensoroffsetkompensation (siehe Punkt 4).

Nach dem Warmlauf des Versuchsträgers wird der erstellte Messplan mit Hilfe des Prüfstandsautomatisierungssystems abgefahren. Im Falle von Versuchsplänen, welche Betriebspunkte mit hohen AGR-Raten oder weit geschlossener Drosselklappe einschließen, wird die motorische Verbrennung schwerpunktlagegeregelt betrieben. Hierdurch können ein stabiler Verbrennungsprozess gewährleistet und Verbrennungsaussetzer vermieden werden. Angaben zum Aufbau des Motorprüfstandes des Instituts für Automatisierungstechnik und zu den verwendeten Messsystemen sind dem Anhang F zu entnehmen.

4. **Messdatenvorverarbeitung:** An die Prüfstandsmessung schließt sich die Messdatenvorverarbeitung an. Diese hat einen großen Einfluss auf die erreichbare Modellgüte. Die Aufbereitung der Messdaten beginnt mit dem Zusammenführen von Messdatensätzen, welche mit unterschiedlichen Computersystemen (Prüfstandssteuerung, Mess-, Applikations- und RCP-Systeme, Abgasmessanlage etc.) aufgezeichnet wurden. Im Falle einer quasi-stationären oder einer dynamischen Vermessung werden die kontinuierlichen Messdatenströme synchronisiert, gefiltert und mittels eines Resamplings in ihrer Abtastrate angeglichen. Ein weiterer Schritt ist die Umrechnung der Messwerte in SI-Einheiten.

Eine entscheidende Rolle bei der Messdatenvorverarbeitung spielt die Korrektur der Sensorstatik (Offsetkorrektur). Diese wird für die Druck- und Temperatursensoren vorgenommen und beruht auf einer Auswertung der obengenannten Motorstillstandsmessung. Die Drucksensoren am Motorprüfstand des Instituts für Automatisierungstechnik weisen bei Motorstillstand Abweichungen bis zu 0,02 bar auf. Der maximale Offset der Temperatursensoren liegt bei etwa 6 K. Wie im Rahmen einer Sensitivitätsanalyse in [136] gezeigt, wirken sich Messfehler in dieser Größenordnung stark auf den Schätzfehler der Modellparameter aus. Durch die Offsetkorrektur kann der Fehler deutlich gemindert, und folglich die Abbildungsqualität des Simulationsmodells verbessert werden.

Bei Verwendung von kontinuierlichen quasi-stationären Vermessungsmethoden mit hoher Stellgeschwindigkeit und bei dynamischen Vermessungsansätzen werden die Messdaten durch die Sensordynamik verfälscht. Diese Problematik tritt insbesondere bei den Temperatursensoren mit ihren relativ großen Zeitkonstanten auf. Ein Temperatursensor kann als PT_1 -Glied

$$G_{\text{Sensor}}(s) = \frac{T_{G,\text{mess}}(s)}{T_G(s)} = \frac{1}{1 + \tau_1 s} \quad (6.1)$$

beschrieben werden, wobei T_G für die wahre Gastemperatur, $T_{G,\text{mess}}$ für die gemessene Temperatur und τ_1 für die Sensorzeitkonstante stehen. Ist die Sensorzeitkonstante näherungsweise bekannt, so kann die Gastemperatur im einfachsten Fall durch eine inverse Filterung rekonstruiert werden. Für die Übertragungsfunktion des Filters gilt

$$G_{\text{Filter}}(s) = \frac{1 + \tau_1 s}{1 + \tau_R s}. \quad (6.2)$$

Die Verzögerungszeit τ_R reduziert die Verstärkung des Messrauschens. Sie wird nach [66] zu $0,1\tau_1 < \tau_R < 0,5\tau_1$ gewählt. Bild 6.5 zeigt die Dynamikkompensation am Beispiel eines künstlichen Testsignals und anhand realer Messdaten.

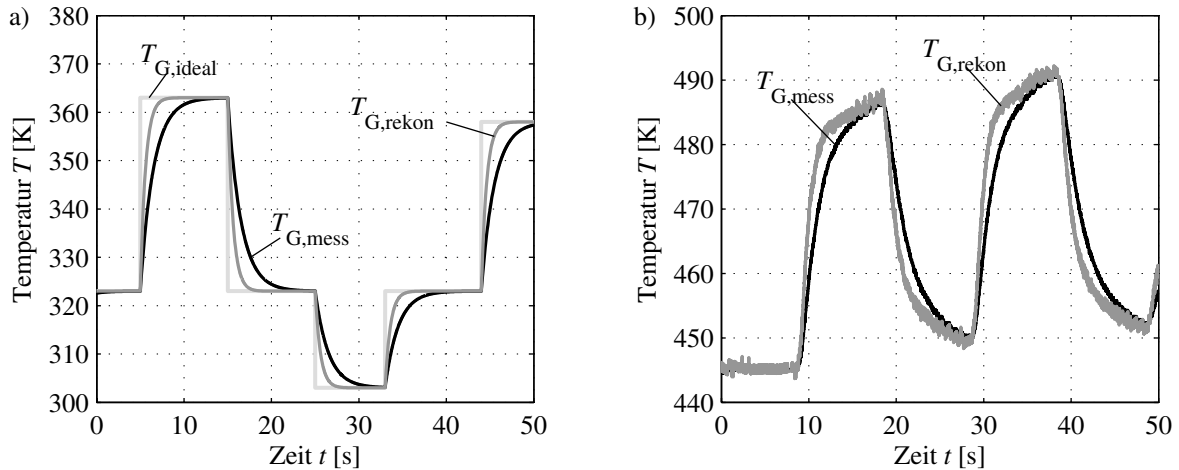


Bild 6.5: Kompensation der Sensordynamik a) bei künstlichem Datensatz b) bei realem Datensatz; Sensorzeitkonstante $\tau_1 = 1,5$ s, Verzögerungszeit des Filters $\tau_R = 0,6$ s

Fortgeschrittene Verfahren zur Schätzung von Sensorzeitkonstanten und zur Dynamikkompensation von Temperatursensoren sind [229] zu entnehmen. Die Bestimmung der Zeitkonstanten setzt dabei das Vorhandensein von zwei Sensoren mit unterschiedlicher Dynamik an jeder Temperaturmessstelle voraus. Diese Voraussetzung war beim gegebenen Versuchsträger nicht erfüllt.

5. **Parameteridentifikation:** Liegen die aufbereiteten Messdaten vor, so können im nächsten Schritt die unbekannten Parameter der einzelnen Teilmodelle mit Hilfe von Parameterschätzverfahren ermittelt werden. Allgemein lassen sich die Teilmodelle durch

$$\hat{y} = f(\underline{u}, \underline{\theta}) \quad (6.3)$$

beschreiben, wobei \underline{u} für die Modelleingänge und \hat{y} für den Modellausgang stehen. Die Modellparameter sind im Parametervektor $\underline{\theta} = [\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n]^T$ zusammengefasst. Das Ziel der Parameterschätzung besteht darin, denjenigen Parametersatz $\underline{\theta}$ zu finden, der den Fehler zwischen dem gemessenen Ausgang y und dem simulierten Ausgang \hat{y} minimiert. Als Verlustfunktion wird üblicherweise die Summe der Fehlerquadrate (error sum of squares, SSE)

$$SSE = \sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2 \quad (6.4)$$

verwendet [81, 141]. Hier gibt N die Anzahl der Messwerte an. Für eine statistisch abgesicherte Schätzung der n Modellparameter ist die Forderung $N \gg n$ zu erfüllen. Ist das Modell $f(\cdot)$ in Gl. (6.3) linear in den Parametern, so ergibt sich ein lineares Optimierungsproblem. Dieses kann auf einfache Weise analytisch gelöst werden. Die Lösung stellt das globale Optimum dar. Ist das Modell $f(\cdot)$ hingegen nichtlinear in den Parametern, so liegt ein nichtlineares Optimierungsproblem vor. Dieses kann nur durch numerisch, d. h. durch iterative Näherungsverfahren, gelöst werden. In der Regel liefern diese nur ein lokales Optimum in der Nähe des Startwertes $\underline{\theta}_0$. Oftmals sind für die zu identifizierenden

Tabelle 6.2: Statistische Fehlermaße zur Bewertung der Abbildungsgenauigkeit

mean square error (<i>MSE</i>)	normalized mean square error (<i>NMSE</i>)
$MSE = \frac{SSE}{N} = \frac{\sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2}{N}$	$NMSE = \frac{SSE}{SST} = \frac{\sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2}{\sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y})^2}$
root mean square error (<i>RMSE</i>)	normalized root mean square error (<i>NRMSE</i>)
$RMSE = \sqrt{\frac{SSE}{N}} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2}{N}}$	$NRMSE = \sqrt{\frac{SSE}{SST}} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2}{\sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y})^2}}$

Parameter bestimmte (physikalische) Grenzen vorgegeben, die bei der Optimierung zu berücksichtigen sind. Man spricht in diesem Zusammenhang von Optimierung unter Nebenbedingungen (constrained nonlinear optimization). Für eine Übersicht über gängige Verfahren sei auf [206] verwiesen. Im Rahmen dieser Arbeit wird zur Lösung entsprechender Optimierungsprobleme ein Trust-Region-Verfahren verwendet, welches die Entwicklungsumgebung MATLAB mit dem Befehl `lsqnonlin` aus der Optimization Toolbox bereitstellt.

6. **Modellanalyse/-validierung:** Der letzte Schritt des Identifikationsprozesses ist die Modellanalyse. Diese dient der Bewertung der Abbildungsgenauigkeit des identifizierten Modells. Die Beurteilung der Modellgüte erfolgt anhand statistischer Gütemaße und mittels grafischer Methoden [106, 107].

Als Gütemaße werden üblicherweise mittlere quadratische Fehlermaße verwendet. Grundlage ihrer Berechnung sind die bereits eingeführte Quadratsumme der Abweichungen zwischen Mess- und Schätzwerten (error sum of squares, *SSE*), die Quadratsumme der Abweichungen zwischen Schätzwerten und Mittelwert (regression sum of squares, *SSR*) und die Gesamtquadratsumme (total sum of squares, *SST*)

$$SSE = \sum_{k=1}^N (y(k) - \hat{y}(k))^2 \quad (6.5)$$

$$SSR = \sum_{k=1}^N (\hat{y}(k) - \bar{y})^2 \quad (6.6)$$

$$SST = SSR + SSE = \sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y})^2. \quad (6.7)$$

Eine Kombination der Kennzahlen liefert die in Tabelle 6.2 aufgeführten klassischen Fehlermaße *MSE*, *NMSE*, *RMSE* und *NRMSE*. Im Rahmen dieser Arbeit wird als Gütekriterium sowohl für stationäre als auch dynamische Modelle das Bestimmtheitsmaß

$$R^2 = \frac{SSR}{SST} = \frac{\sum_{k=1}^N (\hat{y}(k) - \bar{y})^2}{\sum_{k=1}^N (y(k) - \bar{y})^2} \quad (6.8)$$

verwendet (siehe z. B. [10]). Es handelt sich wie beim *NMSE* und beim *NRMSE* um eine normierte Größe. Diese setzt die Summe der quadrierten Abweichungen zwischen Schätzwerten und Mittelwert (*SSR*) – auch als erklärter Anteil der Quadratsumme bezeichnet – ins

Verhältnis zur Gesamtquadratsumme (SST). Bei einer sehr guten Approximation ergibt sich ein Werte nahe Eins, bei einer schlechten ein Wert von Null. Der Zusammenhang zwischen dem Bestimmtheitsmaß und dem $NMSE$ ist durch $R^2 + NMSE = 1$ gegeben.

Bei der Beurteilung der Modellgüte ist zu bedenken, dass die Aussagekraft der vorgenannten Kennzahlen begrenzt ist, wenn sie mit denjenigen Messdaten gebildet werden, die auch zur Identifikation genutzt wurden (Trainingsdaten). Insbesondere bei Black-Box-Modellen (Polynomansätze, neuronale Netze, Neuro-Fuzzy-Modelle) besteht leicht die Gefahr einer Überanpassung des Modells an die Messdaten (Overfitting). Zur Absicherung sind daher stets zusätzliche Messdaten (Generalisierungs- bzw. Validierungsdaten) für die Modellanalyse heranzuziehen.

Übliche grafische Methoden zur Analyse der Modellgüte sind der x - t -Plot und der Measured versus Predicted Plot. Beide wurden in dieser Arbeit bereits mehrfach verwendet. Beim x - t -Plot werden die Verläufe der Mess- und Schätzwerte über der Messfolge (stationäre Modelle) bzw. über der Zeit (dynamische Modelle) dargestellt. Der Measured versus Predicted Plot bildet die Rechenergebnisse des Modells über den gemessenen Werten ab. Im Idealfall liegen die Punkte auf einer 45°-Linie. Eine weitere grafische Methode für stationäre Modelle ist die Darstellung der gemessenen und der simulierten Ausgangsgröße in Abhängigkeit der Modelleingänge. Hierbei kommen 2D-Plots, 3D-Plots und Kurvenscharen zur Anwendung. Als Beispiel dieser Darstellungsweise sei auf die Massenstromkennfelder des Turboladers (Bilder 3.15 und 3.25) verwiesen.

Zeigt die Modellanalyse, dass die Modellqualität nicht zufriedenstellend ist, so müssen ein oder mehrere Schritte des Identifikationsprozesses angepasst und wiederholt werden. Die im ersten Durchlauf aufgezeichneten Messdaten sowie die Ergebnisse der Parameterschätzung stellen dabei eine wertvolle Informationsgrundlage für die Modifikation bspw. des Messplans und/oder der Auswertemethode dar. In den folgenden Abschnitten soll die Bestimmung der Parameter des Luft- und Abgaspfadmodells, des Turboladermodells und des Zylindermodells näher beleuchtet werden.

6.3 Identifikation des Luft- und Abgaspfadmodells

Tabelle 6.3 stellt die zu identifizierenden Parameter des Luft- und Abgaspfades zusammen. Zur Identifikation der Durchflusscharakteristik der Drosselmodelle mit fester bzw. variabler Geometrie hat sich die quasi-stationäre Vermessung als geeignet erwiesen. Bild 6.6 zeigt einen Ausschnitt eines Testsignals, welches sowohl zur Identifikation der Drosselstellen mit fester Geometrie als auch zur Identifikation der Massenstrommodelle des Abgasturboladers zur Anwendung kommt. Hierbei wird zunächst die Motordrehzahl rampenförmig verstellt, während die VTG-Position rasterförmig variiert wird. Anschließend werden die Turbinenleitschaufeln bei konstanter Motordrehzahl langsam geöffnet und wieder geschlossen. Der gezeigte Stimulus wird (leicht abgewandelt) bei verschiedenen Fahrpedalstellungen $\alpha_{\text{Ped}} = [0\%, \dots, 40\%]$ abgefahren. Die Gesamtmesszeit beträgt etwa 65 min.

Tabelle 6.3: Experimentell zu bestimmende Parameter des Luft- und Abgaspfadmodells

Teilmodell	Parameter $\underline{\theta}$	Gleichungen	Vermessungsmethode
Massendurchsatz (Drosselstelle mit fester Geometrie)	Durchflusszahl C_D	(2.19)	quasi-stationär
Massendurchsatz (Drosselstelle mit variabler Geometrie)	Koeffizienten k_1 bis k_8 der Funktion $C_D(\sigma_{Dr}, \dot{m}_{Dr})$	(2.20), (2.25) bis (2.27), (2.33), (2.40)	quasi-stationär
Wärmeübergang (diabate Drosselung)	Koeffizienten k_1 bis k_8 der Wärmeübergangszahlen α_{GW} und α_{WK}	(2.47), (2.48), Anhang B	stationär

Die Bestimmung der Parameter der Durchflussgleichung stellt bei den Drosselstellen mit fester Geometrie ein einfaches lineares Optimierungsproblem dar. Bei den Drosselstellen mit variabler Geometrie ist ein nichtlineares Optimierungsproblem zu lösen. Für beide Drosselftypen ist die Verlustfunktion durch

$$J = \sum_{k=1}^N (\dot{m}_{\text{mess}}(k) - \dot{m}_{\text{sim}}(k, \underline{\theta}))^2 \quad (6.9)$$

gegeben. Die verwendeten Modellgleichungen und der jeweils zu identifizierende Parametervektor $\underline{\theta}$ sind Tabelle 6.3 zu entnehmen. Die Güte der ermittelten Parameter ist maßgeblich vom Messfehler der Druckmessung (Druckdifferenz bzw. Druckverhältnis zwischen Ein- und Austritt) bestimmt. Hier zählt sich präzise Messtechnik sowie die in Abschnitt 6.2 dargestellte Sensoroffsetkompensation aus.

Die Koeffizienten der Wärmeübergangszahlen α_{GW} und α_{WK} der diabaten Drosselersatzmodelle (Ladeluftkühler und AGR-Kühler) werden auf Grundlage stationärer Messdaten bestimmt. Die Haltezeit der Arbeitspunkte liegt im Bereich mehrerer Minuten. Als Gütefunktion des nichtlinearen LS-Problems dient die Quadratsumme der Abweichungen zwischen rekonstruiertem und simuliertem Wärmestrom

$$J = \sum_{i=1}^N \left(\dot{Q}_{GW,\text{mess}}(k) - \dot{Q}_{GW,\text{sim}}(k, \underline{\theta}) \right)^2. \quad (6.10)$$

Bei den Drosselstellen innerhalb der Abgasrückführung (AGR-Ventil und AGR-Kühler) besteht das Problem, dass der für die Identifikation erforderliche AGR-Massenstrom üblicherweise nicht messtechnisch erfasst wird. Hintergrund sind die rauen Umgebungsbedingungen, die zu einer raschen Schädigung üblicher Durchflusssensoren (wie z. B. Heißfilm-Luftmassenmessern) führen. Der AGR-Massenstrom wird daher über das Ansaugverhalten des Motors rekonstruiert. Hierzu wird der Luftaufwand λ_A am Motorprüfstand ermittelt und als Kennfeld $\lambda_A = f_{KF}(n_{\text{Mot}}, p_{2E})$ in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Ladedruck abgelegt.

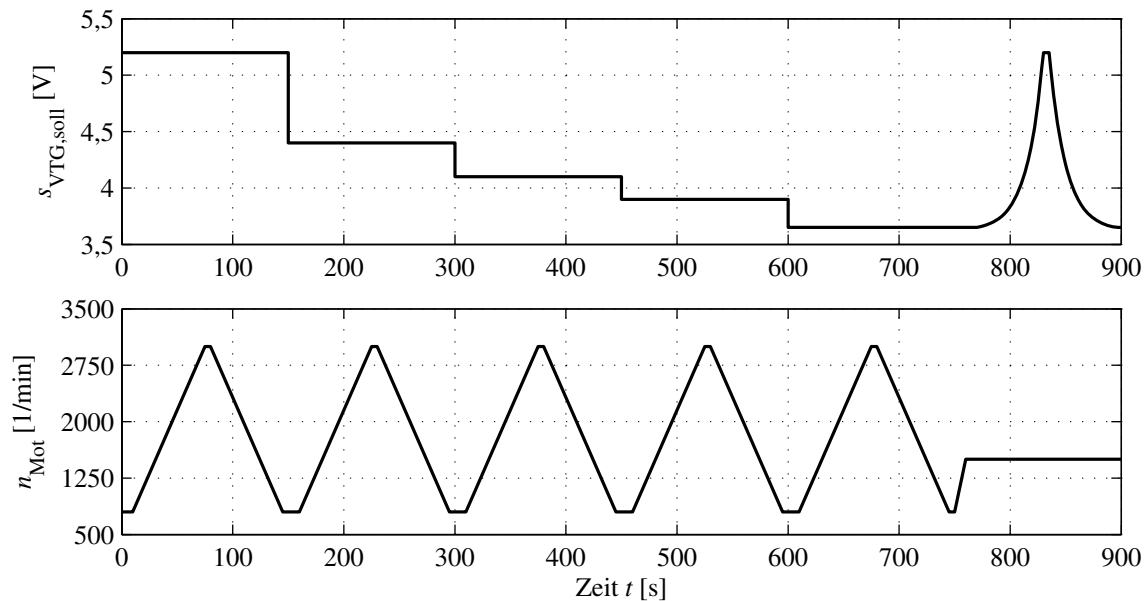


Bild 6.6: Testsignal zur Identifikation der Drosselersatzmodelle sowie zur Identifikation der Massenstrommodelle des Abgasturboladers; Stimulus für $\alpha_{\text{ped}} = [0 \%, 10 \%, 20 \%]$

6.4 Identifikation des Turboladermodells

Die experimentell zu bestimmenden Parameter $\underline{\theta}$ des Turboladermodells sind Tabelle 6.4 zu entnehmen. Wie bereits in Abschnitt 6.3 angemerkt, basiert die Identifikation der Massenstrommodelle von Verdichter und Turbine auf quasi-stationären Messdaten (siehe Bild 6.6). Die Verlustfunktion der Parameterschätzung ist durch Gl. (6.9) gegeben.

Für die Bedatung der Leistungsmodelle sowie des Wärmeübergangsmodells wird ein stationärer Vermessungsansatz gewählt. In der Regel ist eine Erfassung des Drehmoments an der Turboladerwelle nicht möglich. Die Identifikation stützt sich daher auf die gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen dem Ein- und dem Austritt der Strömungsmaschinen. Um eine Verfälschung der Messwerte durch thermische Einschwingvorgänge zu vermeiden, sind lange Haltezeiten von bis zu 10 min pro Arbeitspunkt (abhängig von Massenstrom und Turboladerdrehzahl) vorzusehen. Bild 6.7 zeigt die gemessenen Temperaturdifferenzen zwischen Verdichtereintritt und -austritt bzw. Turbineneintritt und -austritt bei einem VTG-Sprung. Es ist ersichtlich, dass sich erst nach etwa 300 s ein thermischer Gleichgewichtszustand einstellt.

Da bereits kleine Fehler in der Temperaturmessung deutliche Auswirkungen auf die Qualität der Parameterschätzung haben (siehe hierzu [136]), muss die Vermessung und die Aufbereitung der Messwerte mit großer Umsicht erfolgen. Externe Wärmequellen sind während der Messdatenaufnahme zu entfernen bzw. auszuschalten. Auf der Turbinenseite werden die beheizten Lambda- und NO_x -Sonden deaktiviert. Auf der Verdichterseite wird die serienmäßige Einleitung heißer Blow-By-Gase aus dem Kurbelgehäuse unterbunden. Einen großen Einfluss auf die austrittsseitige Turbinentemperatur hat zudem der unmittelbar nach Turbine angeordnete Oxidationskatalysator. Zum einen wirkt er als Wärmespeicher, zum anderen setzt er durch exotherme Prozesse Wärme

Tabelle 6.4: Experimentell zu bestimmende Parameter des Abgasturboladermodells

Teilmodell	Parameter θ	Gleichungen	Vermessungsmethode
Verdichtermassenstrom	Koeffizienten k_1 bis k_8 des Polynomansatzes $\Pi_{Vt}(\dot{m}_{V,bez}, n_{ATL,V,bez})$	(3.81) bis (3.84)	quasi-stationär
Verdichterleistung	Koeffizienten k_1 bis k_4 des Korrekturfaktors F_V'' Koeffizienten k_1 und k_2 des Druckverlustbeiwertes $\xi'_{V,D}$	(3.51) (3.57)	stationär, Kaltvermessung
Turbinenmassenstrom	Koeffizienten k_1 bis k_8 des empirischen Ansatzes $\dot{m}_{T,bez}(\Pi_T, \sigma_{VTG}, n_{ATL,T,bez})$	(3.134) bis (3.136)	quasi-stationär
Turbinenleistung	Koeffizienten k_1 bis k_4 der Differenzgeschw. $\Delta c_{T2,u}$ Koeffizienten k_1 und k_2 der Widerstandszahl ξ'_T	(3.115) (3.120)	stationär, Kaltvermessung
Reibleistung	Korrekturfaktoren $K_{R,rad}, K_{R,ax}$	(3.153)	stationär, Kaltvermessung
Laufzeug	Trägheitsmoment J_{ATL}	(3.139)	dynamisch
Wärmeübergang	Koeffizienten k_1 bis k_{10} der Wärmeübergangszahlen $\alpha_{T,GW}, \alpha_{TL,WU}, \alpha_{TL,WK}$ und $\alpha_{V,GW}$	(3.154) bis (3.157), (3.167), (3.174), Anhang B	stationär, Heißvermessung

frei. Um eine Verfälschung der Temperaturmessung durch den Katalysator auszuschließen, wird dieser für die Dauer der Turboladeridentifikation entfernt.

Eine besondere Problematik bei der Turboladeridentifikation ergibt sich dadurch, dass aus den Temperaturmesswerten lediglich die Totalenthalpiedifferenz, d. h. die gesamte übertragene spezifische Energie

$$\Delta h_{Vt, dia*} = c_{p,L} (T_{V5t*} - T_{V0t*}) = a_{V,i} + q_V \quad (6.11)$$

$$\Delta h_{Tt, dia*} = h(T_{T5t*}, \lambda_{T0}) - h(T_{T0t*}, \lambda_{T0}) = a_{T,i} + q_T, \quad (6.12)$$

ermittelt werden kann. Eine separate Quantifizierung der spezifischen inneren Arbeiten $a_{V,i}$ und $a_{T,i}$ und der spezifischen Wärmen q_V und q_T ist nicht möglich. Für die Identifikation der Leistungsmodelle sowie des Wärmeübergangsmodells ist die Trennung der beiden Energieanteile allerdings zwingend erforderlich.

Zur Lösung des Problems wird im Folgenden eine neue Vermessungsstrategie vorgestellt. Diese überträgt den vom Heißgasprüfstand bekannten Ansatz der Heiß- und Kaltvermessung auf die Vermessung der Strömungsmaschinen am Motorprüfstand. Im Rahmen der Kaltvermessung wird

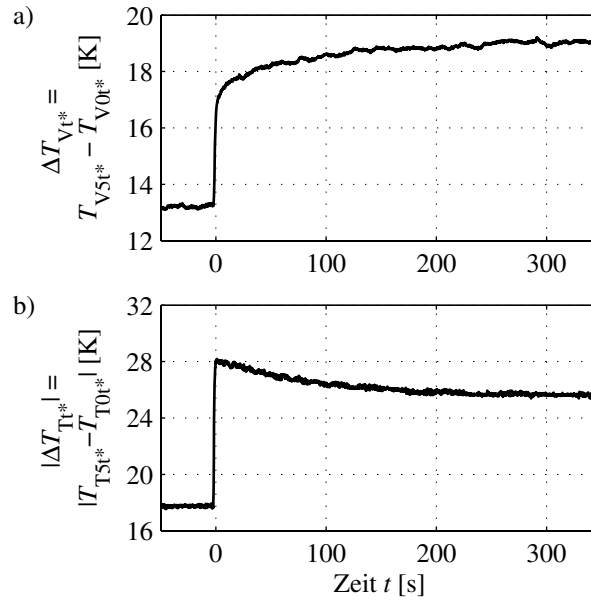


Bild 6.7: Thermischer Einschwingvorgang des Turboladers nach sprunghörmiger Verstellung des VTG-Steuersignals u_{VTG} : a) gemessene Temperaturdifferenz über dem Verdichter b) gemessene Temperaturdifferenz über der Turbine

der Motor ungefeuert betrieben (Schleppbetrieb). Die Abgastemperatur erreicht maximal 120 bis 150 °C. Aufgrund des geringen Temperaturgradienten zwischen Turbine und Verdichter kann von nahezu adiabaten Verhältnissen ($q_V \approx 0$, $q_T \approx 0$) ausgegangen werden. Somit gilt

$$\Delta h_{Vt, dia*} = a_{V,i} + q_V \approx a_{V,i} = \Delta h_{Vt, adi} \quad (6.13)$$

$$\Delta h_{Tt, dia*} = a_{T,i} + q_T \approx a_{T,i} = \Delta h_{Tt, adi}. \quad (6.14)$$

Die Parameter der Leistungsmodelle von Verdichter und Turbine können dann durch Minimierung der Summe der quadrierten Abweichungen zwischen der gemessenen (quasi-)adiabaten Enthalpiedifferenz und der simulierten inneren Arbeit bestimmt werden

$$J = \sum_{k=1}^N (\Delta h_{Vt, adi}(k) - a_{V,i, sim}(k, \underline{\theta}))^2 \quad (6.15)$$

$$J = \sum_{k=1}^N (\Delta h_{Tt, adi}(k) - a_{T,i, sim}(k, \underline{\theta}))^2. \quad (6.16)$$

Die Identifikation des Reibleistungsmodells stützt sich ebenfalls auf die im quasi-adiabaten Kaltversuch bestimmten Enthalpiedifferenzen. Im stationären Fall lässt sich die Reibleistung aus den aerodynamischen Leistungen von Turbine und Verdichter rekonstruieren. Mit der in dieser Arbeit gewählten Vorzeichenregelung gilt

$$P_{R, rekon} = -(P_T + P_V) = -(\dot{m}_T \Delta h_{Tt, adi} + \dot{m}_V \Delta h_{Vt, adi}). \quad (6.17)$$

Als Gütekriterium zur Schätzung der Parameter des physikalischen Reibmodells dient wiederum die Summe der Fehlerquadrate

$$J = \sum_{k=1}^N (P_{R, \text{rekon}}(k) - P_{R, \text{sim}}(k, \underline{\theta}))^2. \quad (6.18)$$

Die Parametrierung des Wärmeübergangsmodells beruht auf Daten einer stationären Heißvermessung. Bei der Heißvermessung handelt es sich um eine konventionelle Rastervermessung des Motors im gefeuerten Betrieb. Die Turbine wird von heißem Motorabgas mit einer maximalen Temperatur von etwa 600 °C beaufschlagt. Der spezifische Wärmeeintrag in den Verdichter und der spezifische Wärmeartrag aus der Turbine ergeben sich durch Umstellen der Gln. (6.11) und (6.12) als Differenz aus der diabaten Totalenthalpiedifferenz und der spezifischen inneren Arbeit

$$q_V = \Delta h_{Vt, \text{dia}*} - a_{V, i} \quad (6.19)$$

$$q_T = \Delta h_{Tt, \text{dia}*} - a_{T, i}. \quad (6.20)$$

Unter der Annahme, dass die inneren Arbeiten $a_{V, i}$ und $a_{T, i}$ nahezu unbeeinflusst von Wärmeübertragungsprozessen sind, können die aus dem Kaltversuch identifizierten Leistungsmodelle zur Abschätzung der spezifischen inneren Arbeiten herangezogen werden. Die Gln. (6.19) und (6.20) lassen sich dann in der Form

$$q_{V, \text{rekon}} = \Delta h_{Vt, \text{dia}*} - a_{V, i, \text{sim}} \quad (6.21)$$

$$q_{T, \text{rekon}} = \Delta h_{Tt, \text{dia}*} - a_{T, i, \text{sim}} \quad (6.22)$$

schreiben. Auf Basis der rekonstruierten spezifischen Wärmen werden die Parameter des Wärmeübergangsmodells durch Lösen eines multikriteriellen Optimierungsproblems ermittelt. Ziel der Optimierung ist die Minimierung der Abweichungen zwischen dem rekonstruierten und dem simulierten Wärmestrom auf Turbinen- und Verdichterseite. Das multikriterielle Optimierungsproblem wird durch die Methode der gewichteten Summe in ein einkriterielles Problem überführt. Die Gütefunktion lautet

$$J = \sum_{k=1}^N \left[w_1 \left(\dot{m}_T(k) q_{T, \text{rekon}}(k) - \dot{Q}_{T, \text{sim}}(k, \underline{\theta}) \right)^2 + w_2 \left(\dot{m}_V(k) q_{V, \text{rekon}}(k) - \dot{Q}_{V, \text{sim}}(k, \underline{\theta}) \right)^2 \right]. \quad (6.23)$$

Da die beiden Zielfunktionen von gleicher Relevanz sind, werden die Gewichte zu $w_1 = w_2 = 0,5$ gewählt.

Der Identifikationsprozess des Turboladers schließt mit der Schätzung des Trägheitsmomentes J_{ATL} des Laufzeugs ab. Grundlage der Identifikation sind dynamische Messdaten. Das Trägheitsmoment wird so angepasst, dass die Quadratsumme der Abweichungen zwischen gemessener und simulierter Turboladerdrehzahl minimal wird

$$J = \sum_{k=1}^N (n_{\text{ATL, mess}}(k) - n_{\text{ATL, sim}}(k, \underline{\theta}))^2. \quad (6.24)$$

Die simulierte Turboladerdrehzahl wird mit dem vollständigen Turboladermodell einschließlich des Reib- und des Wärmeübergangsmodells berechnet. Die Modelleingangsgrößen werden hierbei vorgegeben.

6.5 Identifikation des Zylindermodells

Die Identifikation des Zylindermodells beruht auf einer Hoch- und Niederdruckindizierung. Hierbei wird der Eingangsraum des Motors rasterförmig abgefahren. Die Haltezeiten liegen im Minutenbereich. In jedem Motorbetriebspunkt werden die Zylinderdrücke sowie die Drücke im Einlasssammler und im Abgaskrümmer mittels piezoelektrischer bzw. piezoresistiver Druckaufnehmer zeitlich hochaufgelöst aufgezeichnet (1 °KW-Abtastung). Die gewonnenen Messdaten liefern die Grundlage für die nachfolgende Druckverlaufsanalyse, welche zur Rekonstruktion des zeitlichen Verlaufs der Energiefreisetzung im Brennraum dient. Die rekonstruierten Brennverläufe stellen wiederum die Basis für die Parameteroptimierung des phänomenologischen Verbrennungsmodells dar. Die Daten der Niederdruckindizierung werden zudem zur Identifikation des Ladungswechselmodells herangezogen.

Im Folgenden soll zunächst auf die Druckverlaufsanalyse und die Aufbereitung der Zylinderdruckdaten eingegangen werden. Anschließend wird die Schätzung der Modellparameter thematisiert.

6.5.1 Druckverlaufsanalyse

Die Druckverlaufsanalyse (DVA) stellt im Prinzip die Umkehrung der Arbeitsprozessrechnung dar. Während bei der Arbeitsprozessrechnung aus einem gegebenen Brennverlauf der Druckverlauf im Zylinder bestimmt wird, liefert die Druckverlaufsanalyse aus dem gemessenen Zylinderdruck die Brennrate. Die in Kapitel 4 aufgeführten Gleichungen können für die einzonige Druckverlaufsanalyse unverändert übernommen werden. Üblicherweise beschränkt man sich bei der Berechnung auf die Hochdruckphase. Die Erhaltungsgleichungen vereinfachen sich damit zu

$$\frac{dm_Z}{dt} = \dot{m}_B = \frac{1}{H_u} \dot{Q}_B \quad (6.25)$$

$$\frac{dU_Z}{dt} = \dot{Q}_B + \dot{Q}_{GW} - p_Z \omega_{Mot} \frac{dV_Z}{d\phi} \quad (6.26)$$

$$\frac{dx_Z}{dt} = -\frac{\dot{m}_B}{m_Z} x_Z = -\frac{1}{H_u} \frac{\dot{Q}_B}{m_Z} x_Z. \quad (6.27)$$

Aus dem Gleichungssatz erhält man nach einigen Umformungen für die Brennrate

$$\dot{Q}_B = \frac{p_Z \omega_{Mot} \frac{dV_Z}{d\phi} \left(1 + \frac{1}{R_{VG}} \frac{\partial u_Z}{\partial T_Z} \Big|_{\lambda_Z} \right) + \frac{V_Z}{R_{VG}} \frac{\partial u_Z}{\partial T_Z} \Big|_{\lambda_Z} \frac{dp_Z}{dt} - \dot{Q}_{GW}}{1 - \frac{u_Z}{H_u} + \frac{T_Z}{H_u} \frac{\partial u_Z}{\partial T_Z} \Big|_{\lambda_Z} + \frac{x_Z}{L_{st} H_u (1-x_Z)^2} \frac{\partial u_Z}{\partial \lambda_Z} \Big|_{T_Z}}. \quad (6.28)$$

Die Wandwärmeverluste \dot{Q}_{GW} werden wiederum über einen phänomenologischen Ansatz bestimmt (siehe Abschnitt 4.5). Die noch unbekannte Zylindertemperatur T_Z folgt aus der idealen Gasgleichung

$$T_Z = \frac{p_Z V_Z}{R_{VG} m_Z}. \quad (6.29)$$

Zur numerischen Lösung des zuvor beschriebenen Differenzialgleichungssystems müssen die Anfangsbedingungen, d. h. der Ladungszustand bei Einlassschluss (ES), vorgegeben werden. Während der Zylinderdruck $p_Z(\phi_{ES})$ und das Zylindervolumen $V_Z(\phi_{ES})$ bekannt sind, müssen die Ladungsmasse $m_Z(\phi_{ES})$ und die Gaszusammensetzung $x_Z(\phi_{ES})$ rekonstruiert werden. Die im Brennraum vorhandene Gasmasse ergibt sich durch Umstellen von Gl. (6.29) zu

$$m_Z(\phi_{ES}) = \frac{p_Z(\phi_{ES}) V_Z(\phi_{ES})}{R_{VG} T_Z(\phi_{ES})}. \quad (6.30)$$

Die Zylindertemperatur $T_Z(\phi_{ES})$ in Gl. (6.30) lässt sich bei nicht zu spätem Einlassschluss durch die Beziehung

$$T_Z(\phi_{ES}) = \frac{1}{\lambda_A} T_{2E} \quad (6.31)$$

approximieren. Der Reziprokwert des Luftaufwandes λ_A bildet dabei die mit dem Ladungswechsel einhergehende Aufheizung der Ladeluft ab. Zylinderindividuelle Unterschiede werden an dieser Stelle vernachlässigt. Die Gaszusammensetzung lässt sich im stationären Fall mittels Gl. (2.10) zu

$$x_Z(\phi_{ES}) \approx x_{2E} = \frac{\dot{m}_{HFM} + x_{Abgas} \dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{HFM} + \dot{m}_{AGR}} \quad (6.32)$$

bestimmen. Die Zylinderrückströmung bleibt hierbei unberücksichtigt. Zudem wird der Restgasanteil im Zylinder als vernachlässigbar klein angenommen. Der Luftmassenanteil im Abgas x_{Abgas} berechnet sich aus dem Messwert der Lambdasonde λ_S gemäß

$$x_{Abgas} = \frac{L_{st} \lambda_S}{1 + L_{st} \lambda_S}. \quad (6.33)$$

Der AGR-Massenstrom in Gl. (6.32) wird ebenfalls über den Luftaufwand λ_A abgeschätzt.

Bei der Druckverlaufsanalyse stellt der gemessene Zylinderdruck die maßgebliche Informationsquelle dar. Die Qualität der Messdaten hat entscheidenden Einfluss auf die Güte der Brennverlaufsrechnung. Daher muss die Messdatenaufnahme und insbesondere die Messdatenvorverarbeitung mit großer Sorgfalt erfolgen. Die Vorverarbeitung untergliedert sich in fünf Schritte:

1. **Analoge Filterung:** Die analoge Tiefpassfilterung erfolgt vor der eigentlichen Messwertaufzeichnung. Sie dient der Abschwächung hochfrequenter Signalanteile und minimiert die bei der A/D-Wandlung im Messsystem auftretenden Aliasing-Effekte. Im Rahmen dieser Arbeit werden für die Vorfilterung aktive Butterworth-Filter eingesetzt. Die Grenzfrequenz f_G der Filter richtet sich nach der Abtastrate des Automatisierungssystems, welche bei kurbelwinkelsynchroner Abtastung wiederum von der Motordrehzahl abhängig ist. Für Motordrehzahlen zwischen 1000 1/min und 3000 1/min ergeben sich bei einer Winkelauflösung von $\phi_A = 1^\circ \text{KW}$ Abtastfrequenzen zwischen $f_A = 6 \text{ kHz}$ und $f_A = 18 \text{ kHz}$. Nach dem Nyquist-Shannon'schen Abtasttheorem folgt für die Grenzfrequenz $f_G < 0,5 f_{A,\min} = 3 \text{ kHz}$.

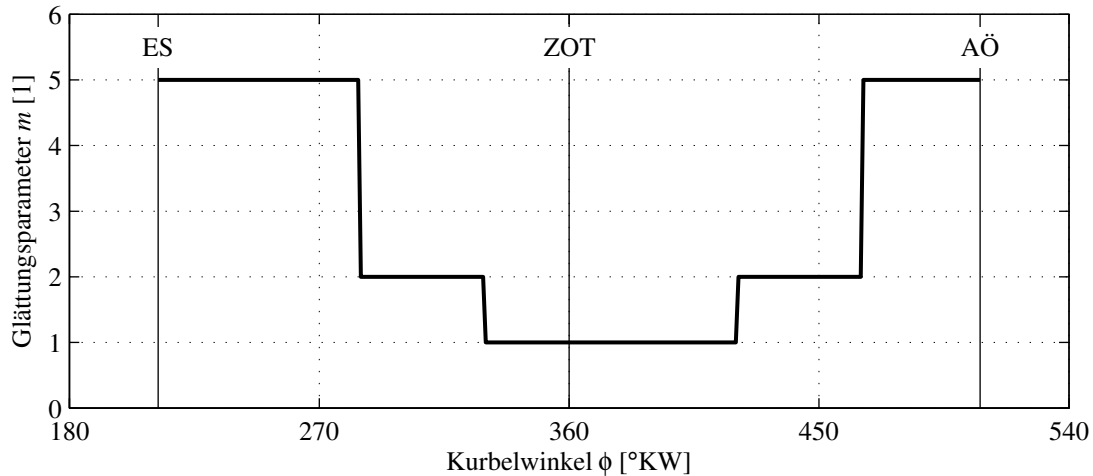


Bild 6.8: Glättungsparameter des gleitenden Mittelwertfilters

2. **Digitale Filterung:** Mittels der digitalen Filterung werden niederfrequente Störungen gedämpft. Zugleich wird das durch die A/D-Wandlung bedingte Quantisierungsrauschen reduziert. Als Filterverfahren kommt eine gleitende gewichtete Mittelwertbildung

$$\bar{p}_Z(\phi_k) = \frac{\sum_{i=-m}^m w_i p_Z(\phi_{k-i})}{\sum_{i=-m}^m w_i} \quad \text{für } k > m \quad (6.34)$$

zur Anwendung. Gl. (6.34) liefert den Durchschnitt eines symmetrisch um den Schätzpunkt ϕ_k liegenden Fensters der Breite $N = 2m + 1$. Die Zahl m wird auch als Glättungsparameter bezeichnet. Für die Gewichte w_i wird eine stetig zum Rand hin abfallende Funktion

$$w_i = m + 1 - |i| \quad \text{für } -m \leq i \leq m \quad (6.35)$$

angesetzt. Um einen guten Kompromiss zwischen Glättung und Signalverfälschung zu erreichen, wird in Anlehnung an [88] die Filterordnung in Abhängigkeit der Kurbelwellenstellung variiert. Bild 6.8 zeigt den gewählten Verlauf des Glättungsparameters m über dem Kurbelwinkel. Die geringe Fensterbreite im Bereich des oberen Totpunktes (ZOT) vermeidet eine Abflachung der Druckspitzen. Die relativ große Fensterbreite am Anfang der Kompressions- und am Ende der Expansionsphase sorgt für eine deutliche Reduktion der Varianz.

3. **Mittelung:** Die Mittelung mehrerer Arbeitsspiele bewirkt eine Glättung der Zyklenschwankungen und ermöglicht eine Unterdrückung von zufälligen, nicht mit dem Kurbelwinkel korrelierten Störungen. Das Signal-Rausch-Verhältnis wird erhöht. In dieser Arbeit erfolgt die Mittelung über 100 Arbeitsspiele pro Betriebspunkt.
4. **OT-Justage:** Für die thermodynamische Auswertung ist eine korrekte Zuordnung des Zylinderdruckverlaufs zur absoluten Kurbelwellenposition und somit zum Volumenverlauf

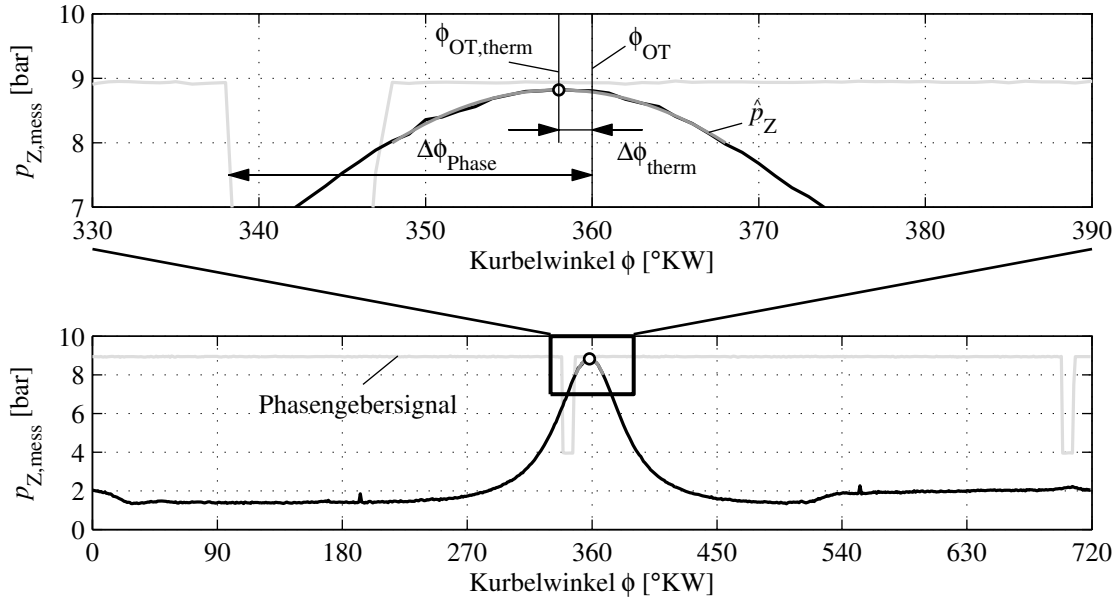


Bild 6.9: Bestimmung des geometrischen oberen Totpunktes aus der Lage des Schleppdruckmaximums (schematisch, modifiziert nach [103])

unabdingbar. Bereits eine Versatz von 1°KW ruft eine merkliche Verfälschung des (integralen) Brennverlaufs hervor. Prinzipiell lässt sich die Stellung der Kurbelwelle aus dem Drehzahlgeber- und dem Phasengebersignal bestimmen. Montagebedingt weist das Phasengebersignal allerdings einen nur ungenau bekannten Versatz $\Delta\phi_{\text{Phase}}$ gegenüber dem geometrischen OT auf (siehe Bild 6.9).

Die Festlegung der absoluten Winkelbasis erfolgt daher durch Auswertung von Schleppdruckmessungen. Wie bereits in Abschnitt 4.5.2 erläutert, wird der Zusammenhang zwischen der Winkelage des Schleppdruckmaximums $\phi_{\text{OT,therm}}$ und dem geometrischen oberen Totpunkt ϕ_{OT} durch den thermodynamischen Verlustwinkel $\Delta\phi_{\text{therm}}$ beschrieben. Bei gegebenem Verlustwinkel kann folglich unmittelbar auf den geometrischen OT geschlossen werden

$$\phi_{\text{OT}} = \phi_{\text{OT,therm}} + \Delta\phi_{\text{therm}}. \quad (6.36)$$

Der thermodynamische Verlustwinkel wird üblicherweise mittels kapazitiver OT-Sensoren ermittelt und kann dem Motordatenblatt entnommen werden. Bild 6.10 zeigt schematisch den Verlauf des Verlustwinkels in Abhängigkeit der Motordrehzahl. Im Rahmen dieser Arbeit wird vereinfachend ein konstanter Wert von $\Delta\phi_{\text{therm}} = 0,75^\circ\text{KW}$ angesetzt.

Zur genauen Ermittlung der Spitzendrucklage $\phi_{\text{OT,therm}}$ in Gl. (6.36) wird ein in [138] beschriebenes Verfahren verwendet. Hierbei wird der Druckverlauf im Bereich des oberen Totpunkts durch eine Parabelgleichung

$$\hat{p}_Z(\phi) = p_{Z,\text{SP}} + K [\phi - \phi_{\text{SP}}]^2 = a \phi^2 + b \phi + c \quad (6.37)$$

approximiert. Die Koeffizienten a , b und c werden mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate aus N Druckmesswerten um OT geschätzt. Der gesuchte thermodynamische

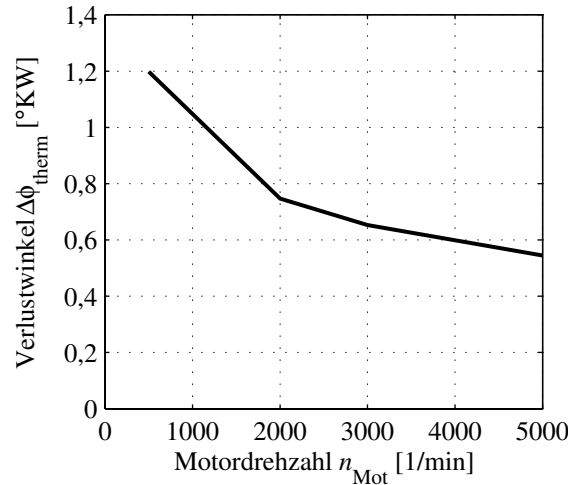


Bild 6.10: Thermodynamischer Verlustwinkel in Abhängigkeit der Motordrehzahl nach [110]

OT entspricht der Winkellage des Parabelscheitelpunktes

$$\phi_{\text{OT,therm}} = \phi_{\text{SP}} = -\frac{b}{2a}. \quad (6.38)$$

Die Genauigkeit der Methode liegt nach Angaben von [138] zwischen $\pm 0,1^\circ\text{KW}$ und $\pm 0,2^\circ\text{KW}$

5. Nulllinienfindung: Piezoelektrische Druckaufnehmer messen lediglich Relativdrücke

$$p_{\text{Z,mess}}(\phi) = p_{\text{Z}}(\phi) - p_0. \quad (6.39)$$

Zur Rekonstruktion der Absolutwerte p_{Z} ist die Kenntnis des Bezugsdrucks p_0 erforderlich. Dieser lässt sich mit hoher Genauigkeit über eine thermodynamische Nulllinienfindung ermitteln [75]. Hierbei wird der Kompressionsvorgang (wie bei der Schleppdruckrekonstruktion, siehe Abschnitt 4.5.2) durch eine polytrope Zustandsänderung

$$p_{\text{Z}}(\phi) V_{\text{Z}}(\phi)^n = p_{\text{Z,ref}} V_{\text{Z,ref}}^n = \text{const.} \quad (6.40)$$

approximiert. Üblicherweise wird der Winkelbereich von 260°KW bis 295°KW (100°KW bis 65°KW vor ZOT) betrachtet. Die Größen $p_{\text{Z,ref}} = p_{\text{Z}}(\phi_{\text{ref}})$ und $V_{\text{Z,ref}} = V_{\text{Z}}(\phi_{\text{ref}})$ stellen den Absolutdruck und das Zylindervolumen bei einem gewählten Referenzwinkel ϕ_{ref} dar. Einsetzen von Gl. (6.40) in (6.39) liefert

$$p_{\text{Z,mess}}(\phi) = p_{\text{Z,ref}} \left(\frac{V_{\text{Z,ref}}}{V_{\text{Z}}(\phi)} \right)^n - p_0. \quad (6.41)$$

Unter Ausnutzung von N Relativdruckwerten aus dem obengenannten Winkelintervall lassen sich die beiden Unbekannten $p_{\text{Z,ref}}$ und p_0 durch Lösen des überbestimmten Gleichungssystems

$$\begin{pmatrix} p_{\text{Z,mess}}(\phi_1) \\ p_{\text{Z,mess}}(\phi_2) \\ \vdots \\ p_{\text{Z,mess}}(\phi_N) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -1 & (V_{\text{Z,ref}}/V_{\text{Z}}(\phi_1))^n \\ -1 & (V_{\text{Z,ref}}/V_{\text{Z}}(\phi_2))^n \\ \vdots & \vdots \\ -1 & (V_{\text{Z,ref}}/V_{\text{Z}}(\phi_N))^n \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} p_0 \\ p_{\text{Z,ref}} \end{pmatrix} \quad (6.42)$$

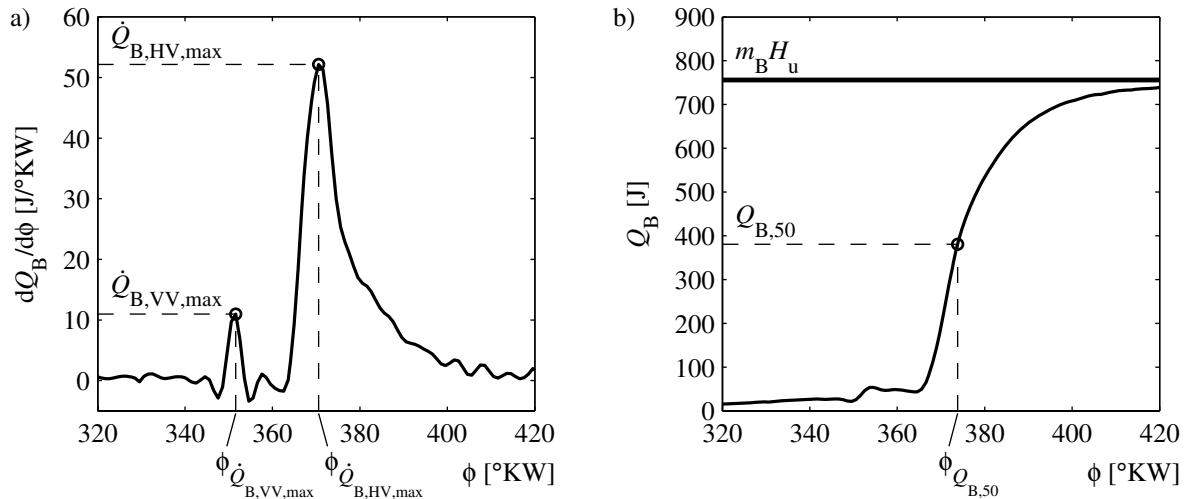


Bild 6.11: Ergebnisse der Brennverlaufsrechnung im Arbeitspunkt $n_{\text{Mot}} = 1730 \text{ 1/min}$, $m_B = 17,8 \text{ mg/Inj}$ a) differenzieller Brennverlauf b) integraler Brennverlauf

bestimmen. Die Schätzung erfolgt wiederum mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Zur Erhöhung der Schätzungsgüte ist die Normierung der Drucksignale angeraten.

Zur Beurteilung der Qualität der Druckverlaufsanalyse einschließlich der zuvor dargestellten Messdatenvorverarbeitung dient die sogenannte Energiebilanz EB (auch Analysenwirkungsgrad η_A) [129]. Die Energiebilanz setzt den aus der Druckverlaufsanalyse bestimmten integralen Brennverlauf ins Verhältnis zur eingesetzten Kraftstoffenergie. Letztere bestimmt sich als Produkt der Einspritzmenge und des unteren Heizwertes des Kraftstoffs

$$EB = \frac{\int_{\phi_{BB,VV}}^{\phi_{BE,HV}} \frac{dQ_B}{d\phi} d\phi}{m_B H_u} \cdot 100 \%. \quad (6.43)$$

Im Idealfall ergibt sich ein Wert von 100 %. Nach [129] können EB -Werte im Bereich von 95 bis 105 % als sehr gut angesehen werden. Bild 6.11 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer Brennverlaufsrechnung. Der EB -Wert beträgt hier 98 %.

Die Auswertung der Zylinderdruckverläufe erfolgt mit dem MATLAB-basierten Softwarepaket INDIDAT (siehe Anhang H), welches im Rahmen dieser Arbeit erstellt wurde. Das Software-Tool stellt für jeden vermessenen Arbeitspunkt neben dem differentiellen und dem integralen Brennverlauf auch aus dem Druck- bzw. Brennverlauf abgeleitete Kenngrößen bereit. Hierzu zählen der Brennbeginn der Vor- und Hauptverbrennung $\phi_{BB,VV}$ bzw. $\phi_{BB,HV}$, die maximale Brennrate der Vorverbrennung $\dot{Q}_{B,VV,max}$, die maximale Brennrate der Hauptverbrennung $\dot{Q}_{B,HV,max}$, die zugehörigen Winkellagen $\phi_{\dot{Q}_{B,VV,max}}$ und $\phi_{\dot{Q}_{B,HV,max}}$ sowie die Verbrennungsschwerpunktlage $\phi_{Q_{B,50}}$.

Tabelle 6.5: Experimentell zu bestimmende Parameter des Modells der Zylindergruppe

Teilmodell	Parameter $\underline{\theta}$	Gleichungen	Vermessungsmethode
Zündverzug der Vorverbrennung	Koeffizienten $k_{ZV,1}$ bis $k_{ZV,4}$ des erw. Arrhenius-Ansatzes	(4.66)	stationär
Zündverzug der Hauptverbrennung	Koeffizienten $k_{ZV,1}$ bis $k_{ZV,4}$ des erw. Arrhenius-Ansatzes	(4.66)	stationär
Vorverbrennung	Konstanten C_{Ar} , n und T_a der Brennratengleichung	(4.35)	stationär
	Koeffizient k_1 der Betriebs- punktumrechnung	(4.62)	
Vormischverbrennung der Hauptverbrennung	Konstanten n und T_a der Brennratengleichung	(4.35)	stationär
	Koeffizienten k_2 bis k_6 der Betriebspunktumrechnung	(4.63), (4.64)	
Diffusionsverbrennung der Hauptverbrennung	Dissipationskoeffizient C_{Diss}	(4.49)	stationär
	Koeffizienten k_7 bis k_9 der Betriebspunktumrechnung	(4.65)	
Ladungswechsel	Koeffizienten k_1 bis k_8 der Funktion $C_D(\sigma_{EV/AV}, \dot{m}_{EV/AV})$	(4.10), (2.25) bis (2.27), (2.33)	stationär

6.5.2 Parameterschätzung für das Zylindermodell

Liegen die mit der Software INDIDAT ermittelten Verbrennungskenngrößen vor (siehe oben), so können im nächsten Schritt die Parameter des Zylindermodells geschätzt werden. Tabelle 6.5 gibt einen Überblick über die zu identifizierenden Parameter $\underline{\theta}$ der einzelnen Teilmodelle.

Die Parameter des Zündverzugsmodells der Vor- und Hauptverbrennung werden durch eine nicht-lineare Optimierung bestimmt. Als Gütekriterium dient die Summe der quadrierten Abweichungen zwischen dem aus der Druckverlaufsanalyse bestimmten Zündverzugszeit und der modellierten Zündverzugszeit

$$J = \sum_{k=1}^M (\Delta t_{ZV,DVA}(k) - \Delta t_{ZV,sim}(k, \underline{\theta}))^2. \quad (6.44)$$

Hier gibt M wiederum die Anzahl der vermessenen Arbeitspunkte an.

In die Bestimmung der Parameter des Vorverbrennungsmodells gehen zwei Gütekriterien ein. Zum einen ist der Fehler zwischen dem Maximum der Brennrates aus der Druckverlaufsanalyse und dem Maximum der Brennrates aus der Simulation zu minimieren. Zum anderen ist die Abweichung zwischen der Winkellage des rekonstruierten und des simulierten Brennratenmaximums soweit wie möglich zu verringern. Die beiden Kriterien werden mittels der Methode der gewich-

teten Summe zu einer gemeinsamen Gütefunktion zusammengefasst. Diese ist durch

$$J = \sum_{k=1}^M \left[w_{VV,1} \left(\tilde{\dot{Q}}_{B,VV,\max,DVA}(k) - \tilde{\dot{Q}}_{B,VV,\max,\text{sim}}(k, \underline{\theta}) \right)^2 + w_{VV,2} \left(\tilde{\phi}_{\dot{Q}_{B,VV,\max,DVA}}(k) - \tilde{\phi}_{\dot{Q}_{B,VV,\max,\text{sim}}}(k, \underline{\theta}) \right)^2 \right] \quad (6.45)$$

gegeben, wobei $w_{VV,1}$ und $w_{VV,2}$ die vorzugebenden Gewichte darstellen. Dem unterschiedlichen Wertebereich der beiden Gütekriterien wird durch Verwendung normierter Größen (gekennzeichnet durch das Tilde-Zeichen) Rechnung getragen.

In ähnlicher Weise werden die Parameter des Hauptverbrennungsmodells ermittelt. Hier geht als weiteres Gütekriterium die Abweichung zwischen der rekonstruierten und der simulierten Verbrennungsschwerpunktlage ein. Die Verlustfunktion lautet

$$J = \sum_{k=1}^M \left[w_{HV,1} \left(\tilde{\dot{Q}}_{B,HV,\max,DVA}(k) - \tilde{\dot{Q}}_{B,HV,\max,\text{sim}}(k, \underline{\theta}) \right)^2 + w_{HV,2} \left(\tilde{\phi}_{\dot{Q}_{B,HV,\max,DVA}}(k) - \tilde{\phi}_{\dot{Q}_{B,HV,\max,\text{sim}}}(k, \underline{\theta}) \right)^2 + w_{HV,3} \left(\tilde{\phi}_{Q50,DVA}(k) - \tilde{\phi}_{Q50,\text{sim}}(k, \underline{\theta}) \right)^2 \right]. \quad (6.46)$$

Wie zuvor werden die einzelnen Zielfunktionen mit normierten Größen gebildet.

Bei der Parameteroptimierung des Ladungswechselmodells werden für das Ein- und das Auslassventilmodell unterschiedliche Gütefunktionen verwendet. Die Koeffizienten des Einlassventilmodells werden so angepasst, dass die Differenz zwischen dem rekonstruierten und dem simulierten Verlauf der Zylindermasse zwischen EÖ und ES minimal wird. Die Abweichungen werden dabei über alle Arbeitspunkte des Trainingsdatensatzes aufsummiert

$$J = \sum_{k=1}^M \sum_{i=i_{EÖ}}^{i_{ES}} (m_{Z,\text{rekon},k}(\phi_i) - m_{Z,\text{sim},k}(\phi_i, \underline{\theta}))^2. \quad (6.47)$$

Der Massenverlauf $m_{Z,\text{rekon}}$ bestimmt sich aus der idealen Gasgleichung

$$m_{Z,\text{rekon}}(\phi_i) = \frac{p_{Z,\text{mess}}(\phi_i) V_Z(\phi_i)}{R_{VG} T_{Z,\text{is}}(\phi_i)}, \quad (6.48)$$

wobei die Zylindertemperatur über die Isentropengleichung

$$T_{Z,\text{is}}(\phi_i) = T_{Z,\text{ES}} \left(\frac{p_{Z,\text{mess}}(\phi_i)}{p_{Z,\text{ES}}} \right)^{\frac{\kappa_{VG}}{\kappa_{VG}-1}} \quad (6.49)$$

abgeschätzt wird.

Die Optimierung des Auslassventilmodells zielt darauf ab, die Abweichungen zwischen dem gemessenen und dem simulierten Zylinderdruck während der Öffnungszeit des Auslassventils zu

minimieren. Die Gütefunktion ist durch

$$J = \sum_{k=1}^M \sum_{i=i_{A\ddot{O}}}^{i_{AS}} (p_{Z,\text{mess},k}(\phi_i) - p_{Z,\text{sim},k}(\phi_i, \underline{\theta}))^2. \quad (6.50)$$

gegeben. Auch hier erfolgt eine Summierung über alle Arbeitspunkte.

7 Modellvalidierung anhand von Prüfstandsmessdaten

Um die Abbildungsqualität des entwickelten und gemäß den Ausführungen in Kapitel 6 parametrisierten Motormodells zu demonstrieren, werden nachfolgend Simulationsergebnisse mit Messdaten vom Motorenprüfstand des Instituts für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt verglichen. Die technischen Daten des Versuchsmotors sind dem Anhang D zu entnehmen.

Zunächst soll die Nachbildung stationärer Arbeitspunkte betrachtet werden. Hierbei steht die Berechnung zylinderinterner Größen im Vordergrund. Bild 7.1 zeigt einen Messungs-Rechnungs-Vergleich für acht beispielhaft ausgewählte Motorbetriebspunkte. Diese decken den Betriebsbereich $n_{\text{Mot}} = 1000 \dots 3000 \text{ 1/min}$, $m_{\text{B}} = 4 \dots 18 \text{ mg/Inj}$ ab. In den einzelnen Arbeitspunkten werden der gemessene und der berechnete Zylinderdruck während der Hochdruckphase sowie der mittels der DVA rekonstruierte und der simulierte Brennverlauf gegenübergestellt. Die Druckverläufe zeigen eine gute Übereinstimmung. Bei den in den Bildern 7.1d) bis 7.1f) dargestellten Betriebspunkten wird der Spitzendruck nicht ganz getroffen. Dies ist auf Abweichungen in der Zylindermasse bei Einlassschluss sowie auf Ungenauigkeiten in der Phasenlage der Brennverläufe zurückzuführen. Die berechneten Druckverläufe weisen ein Bestimmtheitsmaß im Bereich $R^2 = 0,987 \dots 0,999$ auf.

Die simulierten Brennverläufe bilden die Brennraten der Vor- und der Hauptverbrennung zufriedenstellend ab. Sowohl Arbeitspunkte mit ausgeprägter Vormischverbrennung (Bild 7.1b) als auch Arbeitspunkte mit deutlichem Diffusionsanteil (Bild 7.1h) können abgebildet werden. Der zeitliche Versatz zwischen rekonstruiertem und berechnetem Brennverlauf liegt in Ungenauigkeiten des Zündverzugsmodells begründet. Geringe Abweichungen in der Ausbrennphase können damit erklärt werden, dass in dieser Arbeit auf eine separate Modellierung des Ausbrands verzichtet wurde. Wie die Rechenergebnisse zeigen, ist diese Modellvereinfachung insbesondere vor dem Hintergrund der begrenzten Rechenressourcen gerechtfertigt. Das Bestimmtheitsmaß liegt in den betrachteten Arbeitspunkten zwischen $R^2 = 0,867$ und $R^2 = 0,965$.

Um die Leistungsfähigkeit des Motormodells über einen größeren Betriebsbereich bewerten zu können, werden in Bild 7.2 für 65 stationäre Arbeitspunkte druckspezifische bzw. thermodynamische Verbrennungskennwerte aus der Druckverlaufsanalyse und der Simulation gegenübergestellt. Betrachtet werden der indizierte Mitteldruck p_{mi} , die Verbrennungsschwerpunktlage $\phi_{\text{QB},50}$ und der maximale Zylinderdruck $p_{\text{Z,max}}$. Der indizierte Mitteldruck aus der Simulation stimmt gut mit den Ergebnissen der Druckverlaufsanalyse überein. Das Bestimmtheitsmaß beträgt hier $R^2 = 0,979$. Auch der maximale Zylinderdruck wird korrekt wiedergegeben. Abweichungen ergeben sich im Schwachlastbereich. Das Bestimmtheitsmaß liegt hier mit $R^2 = 0,895$ etwas niedriger als beim indizierten Mitteldruck. Lediglich als zufriedenstellend kann die Nachbildung der Verbrennungsschwerpunktlage beurteilt werden. Die bereits erwähnten Ungenauigkeiten in der Zündverzugsmodellierung führen zu Abweichungen beim Verbrennungsbeginn und folglich

auch zu Abweichungen beim Verbrennungsschwerpunkt. Der absolute Fehler der Schwerpunktlage erreicht Werte von bis zu 3°KW . Das Bestimmtheitsmaß ergibt sich zu $R^2 = 0,629$.

Als Bewertungsgrundlage für das dynamische Verhalten des Motormodells dient der Modifizierte Neue Europäische Fahrzyklus (MNEFZ). Bild 7.3 zeigt den vierten Grundstadtfahrzyklus und den außerstädtischen Zyklus (585 bis 1180 s). In Bild 7.3a) sind die Modelleingangsgrößen Motordrehzahl n_{Mot} und Einspritzmasse m_{B} dargestellt. Die Bilder 7.3b) bis 7.3g) zeigen einen Vergleich zwischen den gemessenen und den simulierten Größen des Luft- und Abgaspfades.

Der Luftmassenstrom in Bild 7.3b) weist im Leerlauf und im niedrigen Lastbereich eine gute Übereinstimmung auf. Ungenauigkeiten sind bei hohen Lasten zu erkennen. Das Bestimmtheitsmaß beträgt $R^2 = 0,948$. Aufgrund der direkten Kopplung zwischen Luftmassenstrom und Ladedruck zeigt auch der Ladedruck in Bild 7.3c) bei höheren Lasten größere Abweichungen ($R^2 = 0,860$). Ähnlich verhält es sich mit dem Abgasgegendruck in Bild 7.3e). Das Bestimmtheitsmaß liegt hier bei $R^2 = 0,894$.

Die Ladelufttemperatur in Bild 7.3d) wird qualitativ korrekt wiedergegeben. Sie liegt allerdings über die gesamte Zeit etwa 5 bis 10 K über der gemessenen Temperatur. Als Grund kann die Vernachlässigung der Wärmeverluste im Einlasssammler genannt werden. Der Temperaturoffset führt zu einem Bestimmtheitsmaß $R^2 < 0,5$. Die Abbildungsqualität kann für typische Modell Anwendungen dennoch als akzeptabel betrachtet werden.

Eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung zeigt die Abgastemperatur in Bild 7.3f). Insbesondere die Dynamik wird sehr gut abgebildet. Hier zählt sich das dynamische Wärmeübergangsmodell zur Beschreibung der Wandwärmeverluste im Abgaskrümmers aus. R^2 erreicht einen Wert von 0,964.

Die Turboladerdrehzahl in Bild 7.3g) weist im Leerlauf und im Schwachlastbereich des Motors nur sehr geringe Abweichungen auf. Auch hier wird das transiente Verhalten sehr gut wiedergegeben. Der geringe Simulationsfehler ist auf den neuen fluidmechanischen Ansatz zur Modellierung des Abgasturboladers zurückzuführen (siehe Kapitel 3). Zudem trägt die Berücksichtigung des diabaten Prozessverhaltens der Strömungsmaschinen zur hohen Abbildungsqualität bei. Bei höheren Lasten wirkt sich der zu geringe Luftmassenstrom auf die Leistungsbilanz an der Turboladerwelle und somit auch auf die Turboladerdrehzahl aus. Das Bestimmtheitsmaß beträgt $R^2 = 0,941$.

In den Bildern 7.3h) bis 7.3j) werden die Verbrennungskenngrößen indizierter Mitteldruck p_{mi} , Verbrennungsschwerpunktlage $\phi_{\text{Qb},50}$ und maximaler Zylinderdruck $p_{\text{Z,max}}$ aus der Online-Indizierung und der Simulation verglichen. Die Auswertung der Zylinderdruckverläufe erfolgt am Motorprüfstand mit dem Echtzeit-Indiziersystem INDISPAC. Bild 7.3h) zeigt den Verlauf des indizierten Mitteldrucks. Die Simulationsergebnisse stimmen gut mit den Werten des Indiziersystems überein ($R^2 = 0,960$).

Bei der in Bild 7.3i) dargestellten Schwerpunktlage bestätigen sich die Ergebnisse der stationären Auswertung. Auch hier kann nur eine zufriedenstellende Nachbildung des mit INDISPAC rekonstruierten Verbrennungsschwerpunktes erzielt werden. Der absolute Fehler liegt im Bereich

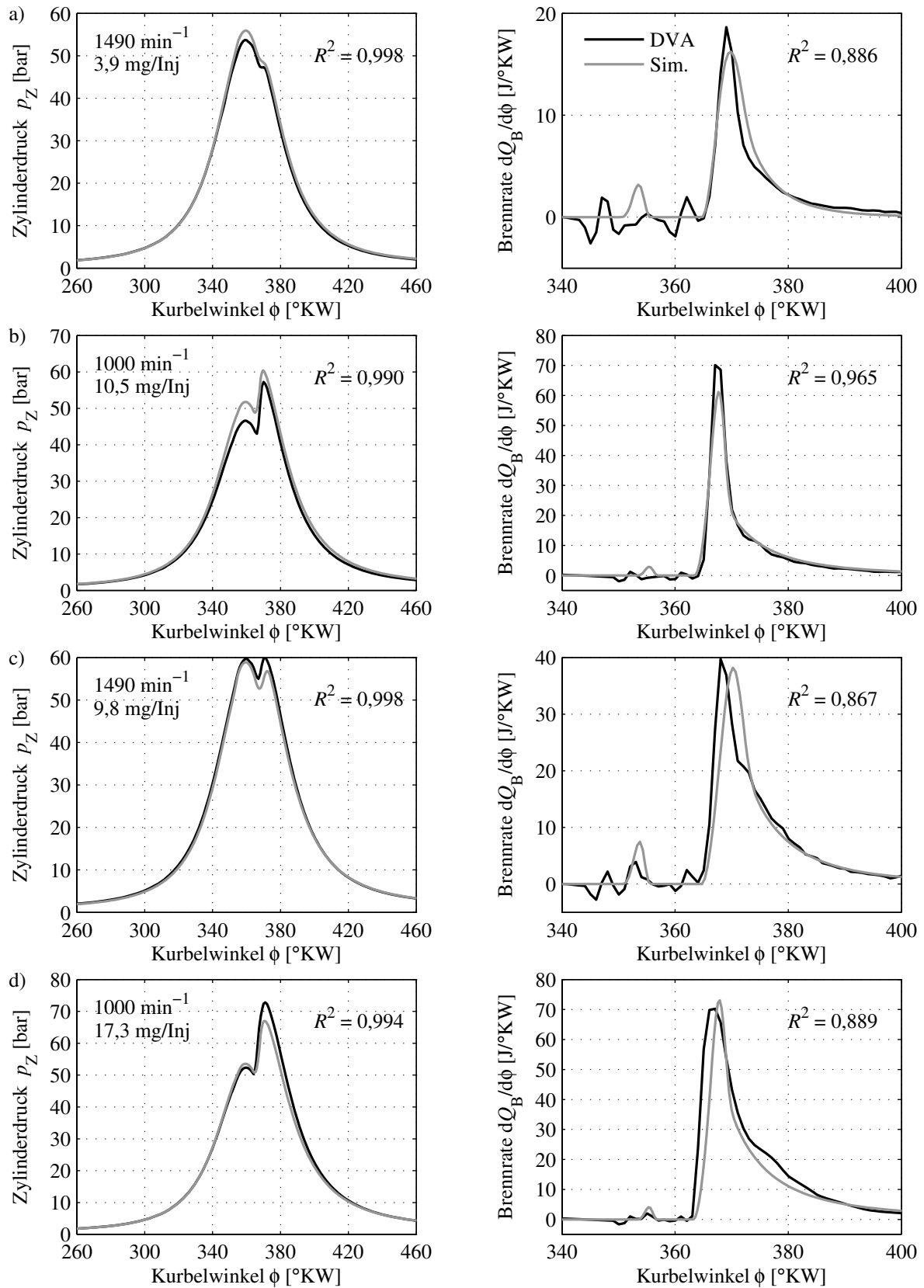


Bild 7.1: Vergleich der aus Messdaten rekonstruierten und der simulierten Druck- und Brennverläufe (wird auf nächster Seite fortgesetzt)

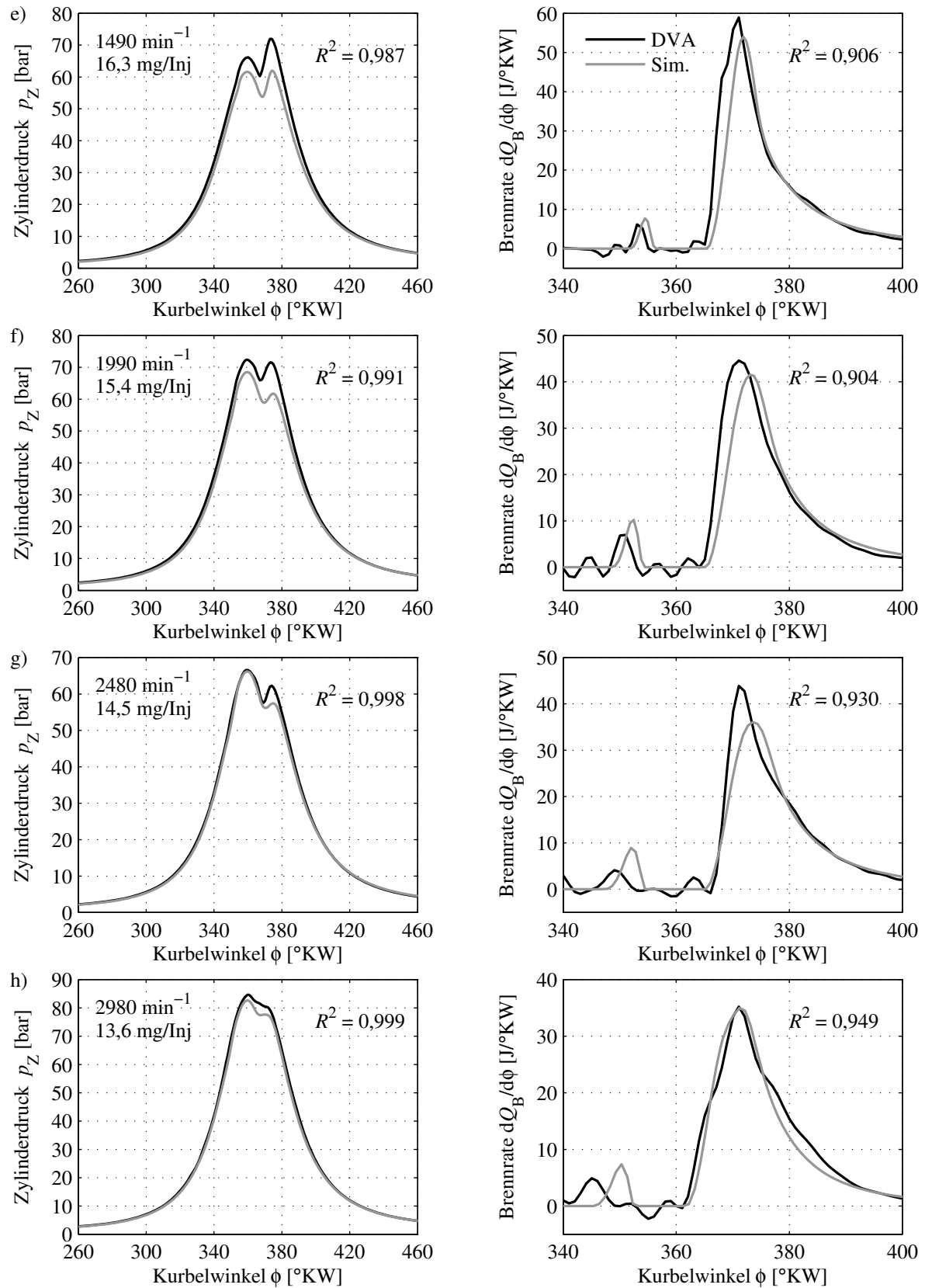


Bild 7.1: Vergleich der aus Messdaten rekonstruierten und der simulierten Druck- und Brennverläufe
(Fortsetzung)

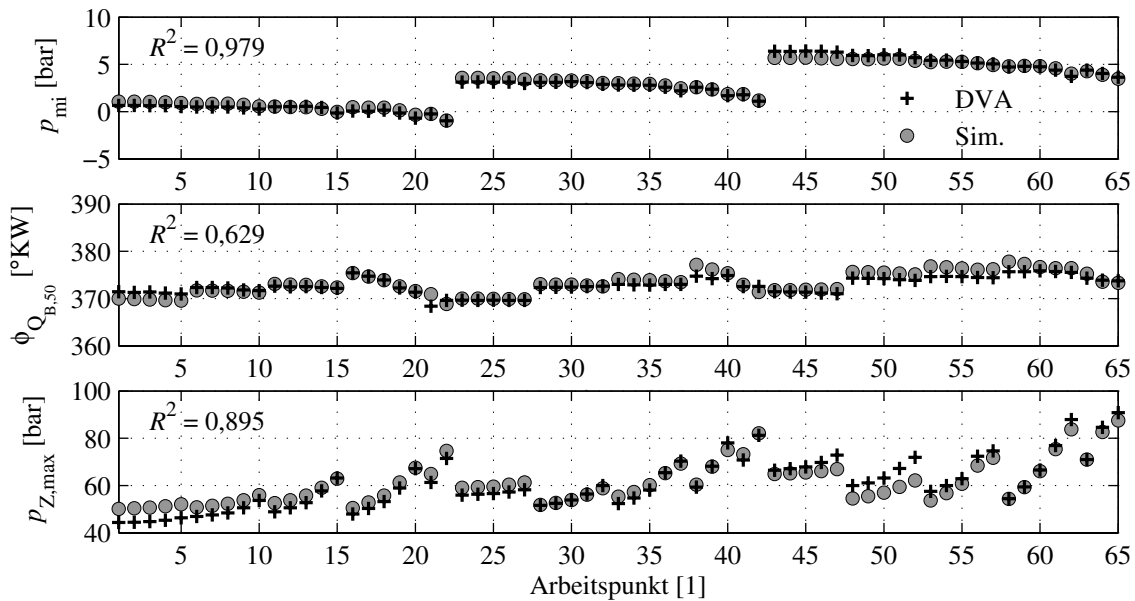


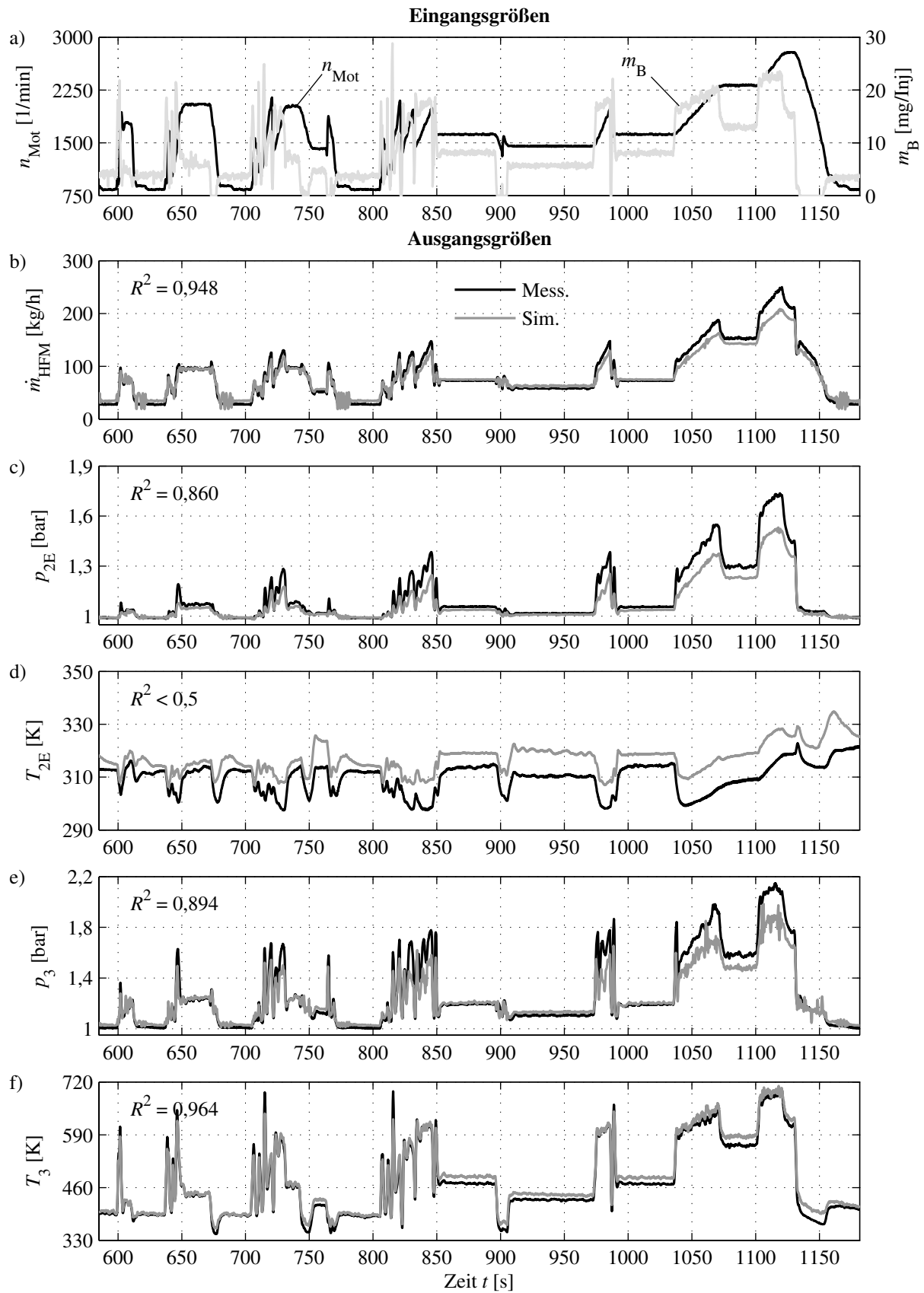
Bild 7.2: Vergleich der aus Messdaten und der aus Simulationsdaten berechneten Verbrennungskenngrößen

± 3 °KW. Auffällig sind die Unstetigkeitsstellen im Verlauf der Schwerpunktlage. Diese sind darauf zurückzuführen, dass das Indiziersystem im Leerlauf und bei sehr geringen Einspritzmengen keine plausiblen Werte für die Schwerpunktlage ausgibt. An den entsprechenden Stellen wird die Schwerpunktlage daher gleich Null gesetzt.

Größere Abweichungen ergeben sich zwischen dem von INDISPSPACE ausgegebenen und dem simulativ ermittelten Spitzendruck, Bild 7.3j). Im Schwachlastbereich sind Differenzen bis zu 10 bar festzustellen. Vor dem Hintergrund der guten Übereinstimmung des indizierten Mitteldrucks und der guten Abbildungsqualität des Spitzendrucks im stationären Fall (siehe Bild 7.2) ist zu vermuten, dass die Abweichungen ihre Ursache u. a. in der Messdatenvorverarbeitung unter INDISPSPACE haben. Diese Frage konnte nicht abschließend geklärt werden.

Die Bilder 7.3k) und 7.3l) stellen schließlich die gemessenen und modellierten Emissionen gegenüber. Trotz des sehr einfachen stationären Modellansatzes können die NO_x -Emissionen, wie in Bild 7.3k) zu sehen, mit guter Genauigkeit wiedergegeben werden ($R^2 = 0,920$). Die Vorgabe konstanter Werte für die Totzeit und die Zeitkonstante der NO_x -Sonde ist ausreichend, um auch das dynamische Verhalten korrekt darzustellen. Aus Bild 7.3k) geht hervor, dass das Modell der Abgastrübung nur bedingt in der Lage ist, die gemessenen Opazitätswerte wiederzugeben. Das Bestimmtheitsmaß R^2 liegt hier unter 0,5.

Zusammenfassend kann die Nachbildung des stationären und des dynamischen Prozessverhaltens als gut bewertet werden. Das entwickelte Motormodell lässt sich für eine Vielzahl von HiL-Anwendungen (Steuergerätetest, Funktionsentwicklung, Applikation, etc.) nutzen. Eine weitere Erhöhung der Abbildungsgenauigkeit ist durch die Ausweitung der Datenbasis für die Identifikation der Modellparameter möglich.

**Bild 7.3:** Simulationsergebnisse MNEFZ (wird auf nächster Seite fortgesetzt)

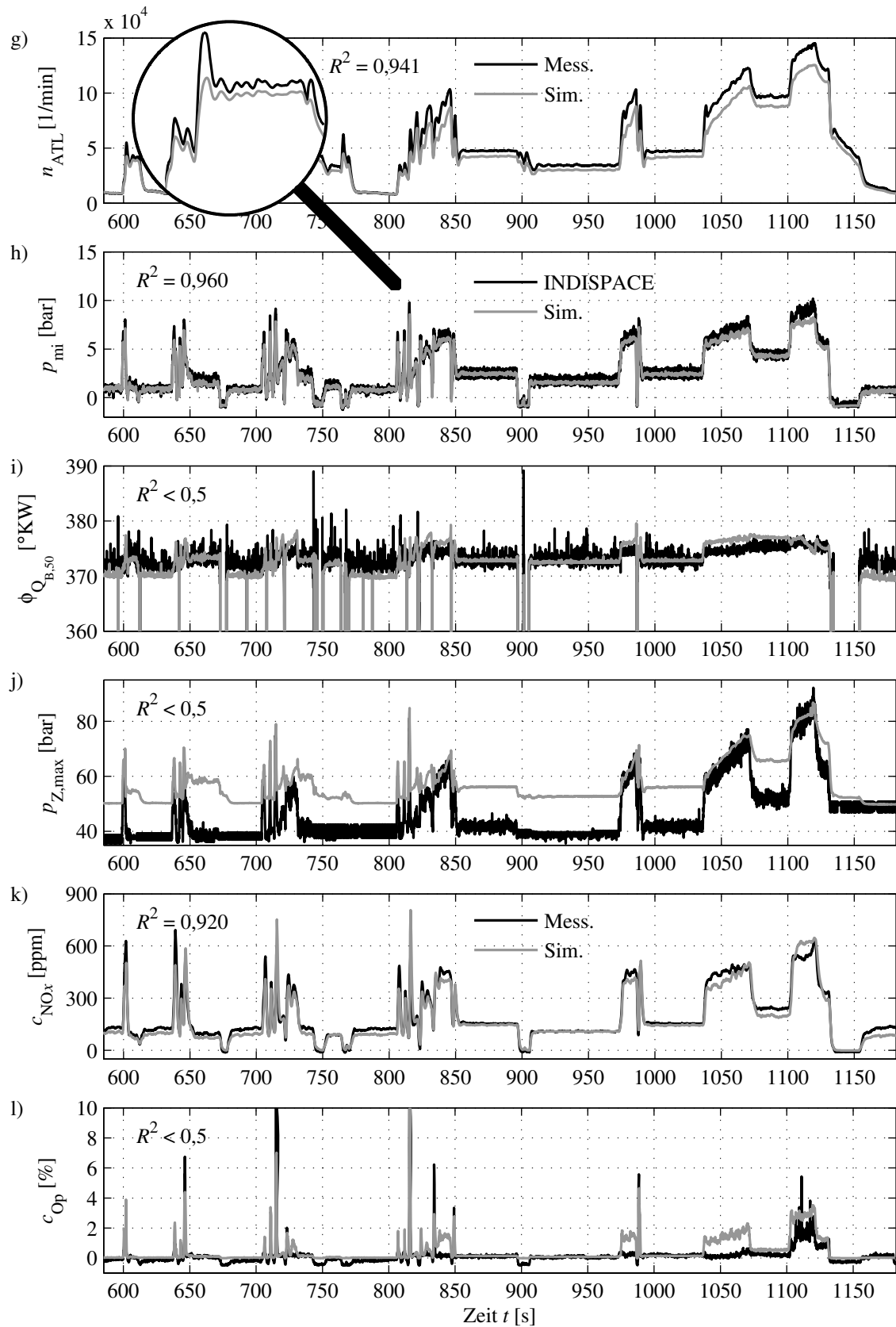


Bild 7.3: Simulationsergebnisse MNEFZ (Fortsetzung)

8 Echtzeitsimulationssystem

8.1 Systemarchitektur

Bild 8.1 zeigt die Systemstruktur des HiL-Simulators des Instituts für Automatisierungstechnik. Der Simulator setzt sich aus einem dSPACE-Echtzeitrechnersystem, einem Motorsteuergerät (Prüfling), Echt- und Ersatzlasten sowie einem ETAS-Applikations- und/ oder Rapid-Prototyping-System zusammen. Ferner umfasst das System zwei Host-PC zur Visualisierung, Experimentsteuerung, Messdatenaufzeichnung und Testautomatisierung. Ein Foto des HiL-Simulators ist dem Anhang G zu entnehmen.

8.1.1 Echtzeitrechnersystem

Das dSPACE-Echtzeitrechnersystem besteht aus zwei DS1005-Prozessorboards, zwei DS2210-HIL-I/O-Boards und einem DS814-Linkboard zur Anbindung an den Host-PC. Die Komponenten sind in einem 19-Zoll-Rack (PX20 Expansion Box) verbaut. Die Kommunikation zwischen den Prozessorboards und den HIL-Boards erfolgt über einen PHS-Bus (peripheral high-speed bus).

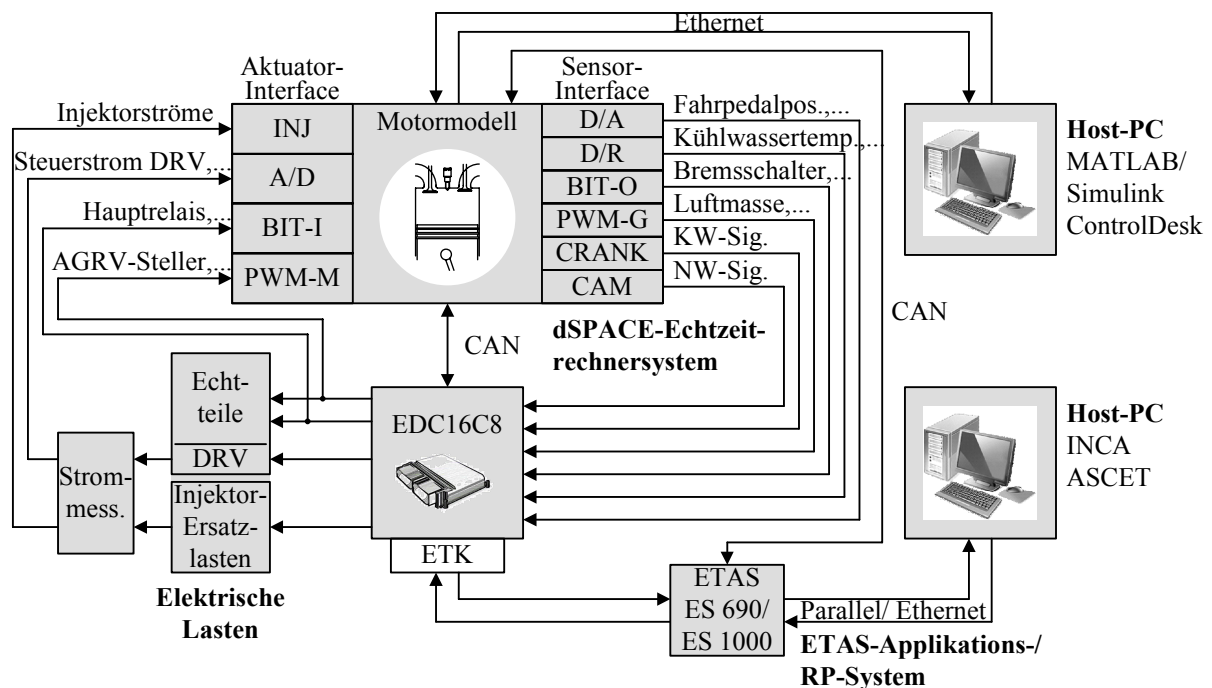


Bild 8.1: Systemstruktur des HiL-Testsystems

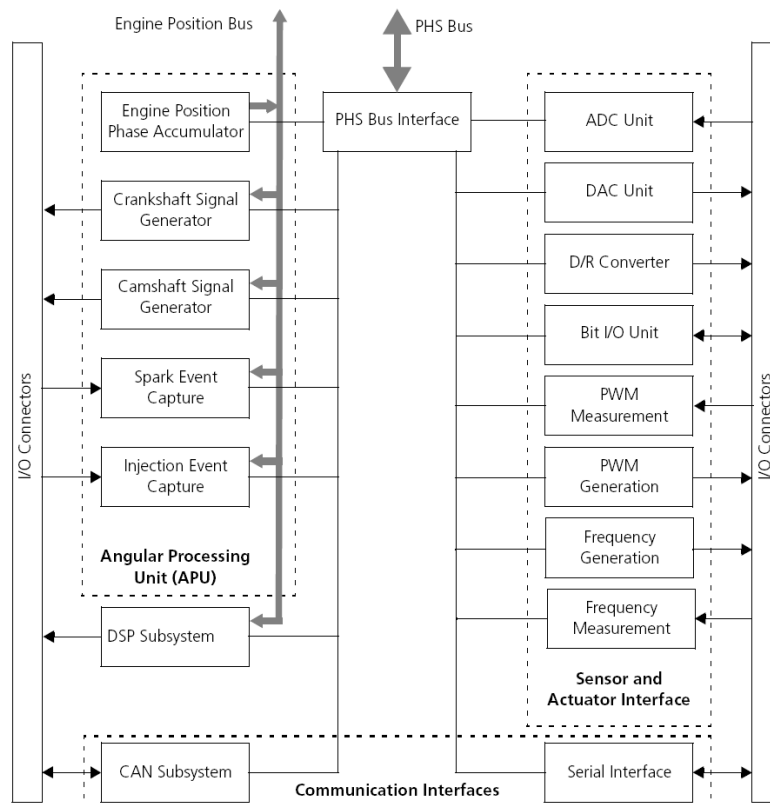


Bild 8.2: Schematischer Aufbau des DS2210-HIL-I/O-Boards [45]

DS1005-Prozessorboards

Die Echtzeitberechnung des Motormodells erfolgt auf den beiden Prozessorboards. Diese sind jeweils mit einem Motorola PowerPC 750 Prozessor mit einer Taktfrequenz von 480 MHz bzw. 750 MHz bestückt und als Multiprozessorsystem konfiguriert. Der Datenaustausch zwischen den Prozessoren erfolgt über eine schnelle optische Schnittstelle (Gigalink). Jedes Board ist mit einem 128 MB großen Arbeitsspeicher ausgestattet, in welchen das Anwenderprogramm (d. i. das Simulationsmodell) vom Host-PC heruntergeladen wird. Ein 16 MB großer Boot-Flash-Speicher bietet zudem die Möglichkeit, ein Programm nach dem Einschalten des Systems automatisch zu laden und auszuführen.

DS2210-HIL-I/O-Boards

Die DS2210-HIL-I/O-Boards sind speziell für Motor- und Fahrdynamikanwendungen entwickelte Schnittstellenkarten zur Anbindung eines realen Steuergerätes an ein Motor- bzw. Fahrzeugmodell. Die Karten setzen sich aus einer Einheit zur Berechnung kurbelwinkelabhängiger Funktionen (Angular Processing Unit), einem Sensor- und Aktuator-Interface, mehreren Kommunikationsschnittstellen sowie einem Slave-Prozessor zusammen (Bild 8.2).

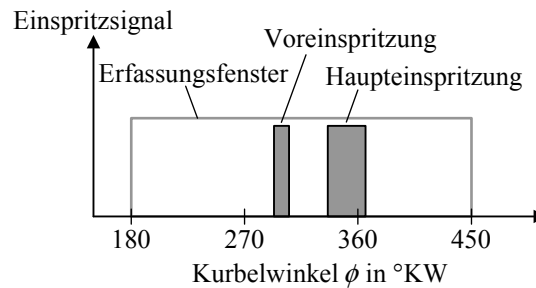


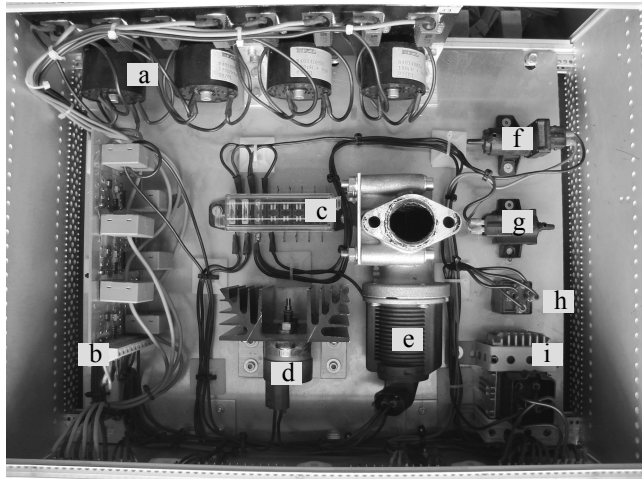
Bild 8.3: Fensterbasierte Erfassung des Einspritzsignals

Angular Processing Unit (APU) Die Angular Processing Unit dient der Messung und Generierung kurbelwinkelbasierter Signale. Die einzelnen Funktionen sind nachfolgend aufgeführt.

- *Engine Position Phase Accumulator:* Die Funktionseinheit berechnet aus der aktuellen Motordrehzahl des Simulationsmodells ein periodisches Kurbelwinkelsignal mit einer Auflösung von $0,088^\circ\text{KW}$ und stellt es den nachfolgenden Funktionseinheiten über den Engine Position Bus zur Verfügung.
- *Crankshaft Signal Generator:* Der Crankshaft Signal Generator simuliert auf Basis des vom Engine Position Phase Accumulator bereitgestellten Kurbelwinkelsignals und einer vom Anwender vorgegebenen Wellentabelle (Wavetable) das Ausgangssignal eines Kurbelwellengebers. Der in dieser Arbeit verwendete Versuchsträger ist mit einem 60-2 Impulsrad ausgestattet.
- *Camshaft Signal Generator:* Entsprechend zum Crankshaft Signal Generator erzeugt der Camshaft Signal Generator das Signal eines Phasensensors. Auch hier wird vom Anwender eine Wellentabelle (Wavetable) vorgegeben. Die Einheit ist zweifach ausgeführt, um auch Motoren mit doppelter Nockenwelle nachbilden zu können. Von dieser Möglichkeit wird an dieser Stelle allerdings kein Gebrauch gemacht.
- *Injection Event Capture:* Die Injection Event Capture Unit dient der Bestimmung des Einspritzbeginns und der Einspritzdauer von bis zu sechs bzw. bis zu acht Zylindern (je nach Boardrevision). Dabei können pro Zylinder bis zu acht Einspritzvorgänge ausgewertet werden. Für den Versuchsträger sind allerdings im betriebswarmen Fall nur zwei Einspritzvorgänge, eine Pilot- und eine Haupteinspritzung, appliziert. Die Auswertung des Einspritzsignals erfolgt mit Hilfe eines Erfassungsfensters (Event Capture Window). Dabei werden nur Einspritzimpulse berücksichtigt, welche innerhalb des Fensters auftreten (Bild 8.3). Als Einspritzsignal wird das digitale Ausgangssignal der Injektorstrommesskarte (Abschnitt 8.1.2) verwendet. Einspritzbeginn und Einspritzdauer sind Eingangsgrößen für das Verbrennungsmodell. Aus dem Einspritzbeginn wird mittels des Zündverzugsmodells (Abschnitt 4.6.5) der Verbrennungsbeginn bestimmt. Die Einspritzdauer wird über ein Kennfeld in die Einspritzmenge umgerechnet.
- *Spark Event Capture:* Analog zur Injection Event Capture Unit kann mit der Spark Event Capture Unit der Zündwinkel von Ottomotoren ermittelt werden.

Sensor- und Aktuator-Interface Das Sensor- und Aktuator-Interface stellt eine Reihe von E-/A-Funktionen wie z. B. A/D-Wandlung, digitale Schaltausgänge oder Widerstandssimulation bereit und ermöglicht so die einfache Ankopplung des Steuergerätes bzw. weiterer Echtteile und Ersatzlasten. Die bei früheren HiL-Systemen notwendige externe Signalkonditionierung [167, 190] kann weitgehend entfallen.

- *ADC Unit*: Über den Multiplex-A/D-Wandler mit 16 Kanälen und zwölf Bit Auflösung können Analogsignale der ECU bzw. der Echtteile eingelesen werden. In der aktuellen Konfiguration des HiL-Systems wird die Funktion lediglich zum Einlesen des Ansteuerstromes des Raildruckregelventils und zur Kontrolle von Betriebsspannungen verwendet.
- *DAC Unit*: Die DAC Unit wandelt im Simulator berechnete Größen in Spannungswerte um, welche an die Analogeingänge des Steuergerätes weitergereicht werden. Auf diese Weise werden beispielsweise die Position des Fahrpedals oder der Wert des Ladedrucksensors vom Modell an die ECU übermittelt. Insgesamt können pro DS2210-HIL-Board zwölf Kanäle mit einer Auflösung von zwölf Bit genutzt werden.
- *D/R Converter*: Die D/R Converter Unit stellt sechs Ausgangskanäle mit einer Auflösung von 16 Bit zur Simulation resistiver Sensoren bereit. Auf diese Weise werden z. B. der Kühlwassertempersensord oder der Tankfüllstandsensord nachgebildet.
- *Bit I/O Unit*: Die Bit I/O Unit umfasst 16 12V-kompatible Digitaleingänge, über die binäre Ausgangssignale der ECU (z. B. Ansteuerung Glüh-Relais, Motorkontrollleuchte) eingelesen werden. 16 Digitalausgänge stehen zur Verfügung, um binäre Eingänge der ECU zu stimulieren. Beispielsweise kann über einen Schaltausgang des DS2210-Boards das Signal des Bremsschalters simuliert werden.
- *PWM Measurement*: Die elektrischen bzw. elektro-pneumatischen Steller des AGR-Ventils, des VTG-Turboladers und der Drosselklappe werden von der ECU über PWM-Signale angesteuert. Mittels der PWM Measurement Unit werden die Stellsignale eingelesen und an das Simulationsmodell übergeben. Insgesamt stehen acht Kanäle mit einer Auflösung von 14 bzw. 16 Bit zur Verfügung.
- *PWM Generation*: Die Funktionseinheit PWM Generation dient zur Nachbildung von Sensoren mit PWM-Ausgang. Sechs voneinander unabhängige Ausgangssignale mit variabler Periodendauer und variablem Tastverhältnis können erzeugt werden. Die Auflösung beträgt 14 bzw. 16 Bit. In der aktuellen Konfiguration des Simulators werden lediglich die Signale des HFM-Sensors (Luftmassenstrom und Ansauglufttemperatur) durch die Funktionseinheit simuliert.
- *Frequency Generation, Frequency Measurement*: Die Frequency Generation Unit und die Frequency Measurement Unit ermöglichen die Erzeugung von Rechtecksignalen mit variabler Frequenz sowie die Messung der Frequenz von Rechtecksignalen. Diese Funktionalitäten werden im Rahmen dieser Arbeit nicht genutzt.



- a Injektor-Ersatzlasten
- b Strommesskarte
- c Sicherungen
- d Raildruckregelventil (DRV)
- e AGR-Ventil
- f elektropneumatischer Wandler (Drosselklappen-Steller)
- g elektropneumatischer Wandler (VTG-Steller)
- h Hauptrelais
- i Glühzeitsteuergerät

Bild 8.4: Echt- und Ersatzlasten des HiL-Testsystems (Aktuatorbox)

Kommunikationsschnittstellen Zur Kommunikation mit externen Geräten ist das DS2210-Board mit einer seriellen und zwei CAN-Schnittstellen ausgestattet. Über eine CAN-Schnittstelle werden die CAN-Telegramme der ECU eingelesen. Zudem ist die Schnittstelle zur Nachbildung der CAN-Kommunikation zwischen der ECU und anderen Steuergeräten wie dem ABS- oder ESP-Steuergerät vorgesehen (Restbussimulation). Die zweite CAN-Schnittstelle kann zur Übertragung von Prozessgrößen an das ETAS-Applikations- bzw. Rapid-Prototyping-System genutzt werden. Die serielle Schnittstelle wird nicht verwendet.

Slave-DSP Eine weitere Funktionseinheit des DS2210-HIL-Boards ist ein Slave-DSP. Dieser kann zur Klopfsensor- und Raddrehzahlsensor-Simulation oder für anwenderspezifische Applikationen eingesetzt werden. Die Funktionalität wird im bestehenden HiL-System nicht genutzt.

8.1.2 Echt- und Ersatzlasten

Die OBD-Funktionen des Steuergerätes überwachen sämtliche ECU-Ausgänge auf Kurzschlüsse und Kabelbrüche. Um ein Ansprechen der Diagnosefunktionalität beim HiL-Test des Steuergerätes im Normalbetrieb zu verhindern, ist es erforderlich, die Ausgänge mit einer Last zu versehen. Hierbei können je nach Empfindlichkeit der Diagnosefunktionen sowohl Echtteile (Echtlasten) als auch Ersatzlasten zum Einsatz kommen [214]. Speziell bei Komponenten, bei denen die Fehlerdiagnose auf der Messung des Ansteuerstromes (z. B. Raildruckregelventil) oder der Auswertung von Testsignalen beruht, ist die Verwendung von Echtteilen oft einfacher als der Einsatz äquivalenter Ersatzlasten. Gleiches gilt für Aktoren mit Positionsrückmeldung. Echtteile bieten zudem den Vorteil, dass der Aufwand für die Modellierung des Bauteils praktisch entfällt, und die Rechenlast reduziert werden kann.

Bild 8.4 zeigt die in einem 19-Zoll-Rack (Aktuatorbox) verbauten Echtteile und Ersatzlasten des HiL-Testsystems. Bis auf die Injektoren sind alle relevanten Aktoren als Echtteile vorhanden.

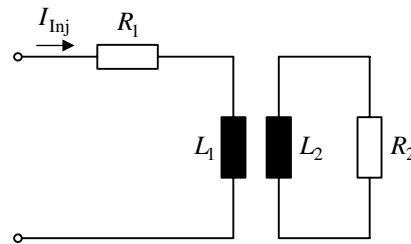


Bild 8.5: Injektor-Ersatzschaltung

Die Injektoren werden durch induktive Ersatzlasten nachgebildet (Bild 8.5). Die vom Steuergerät in die vier Injektor-Ersatzlasten eingeprägten Injektorströme sowie der Ansteuerstrom des Raildruckregelventils werden mit Hilfe einer am IAT entwickelten sechskanaligen Strommesskarte (Bild 8.6) erfasst. Als Sensoren kommen dabei Halleffekt-Kompensationswandler der Fa. LEM zum Einsatz. Der sekundärseitige Strom der LEM-Wandler wird über einen Messwiderstand (Shunt) in eine Spannung umgewandelt, welche durch eine Operationsverstärkerschaltung verstärkt wird. Im Falle der Injektoren wird aus dem Spannungssignal mittels einer Komparatorschaltung ein binäres Einspritzsignal generiert. Dieses wird von der Injection Event Capture Unit des DS2210-HIL-I/O-Boards eingelesen. Beim Raildruckregelventil entfällt die Komparatorschaltung. Hier erfolgt lediglich eine Tiefpassfilterung des Spannungssignales, welches dem Motormodell über die ADC Unit des DS2210-Boards zur Verfügung gestellt wird. Der sechste Kanal der Strommesskarte ist für die Erweiterung des HiL-Systems um eine Zumesseinheit vorgesehen. Der in dieser Arbeit verwendete Versuchsträger ist mit einer Hochdruckpumpe ohne Mengenregelung ausgestattet.

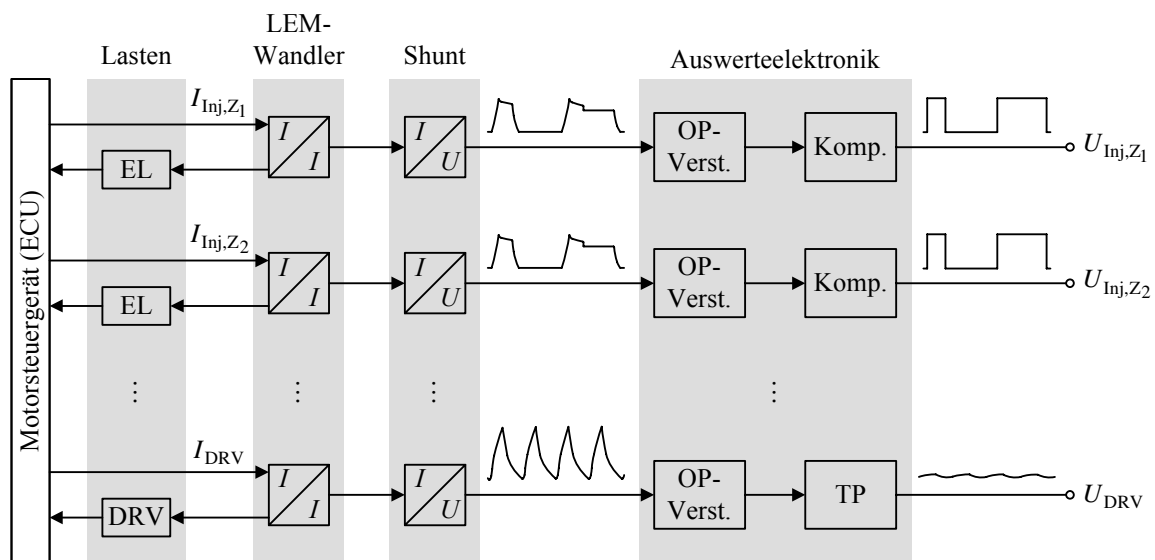


Bild 8.6: Funktionsprinzip der Strommesskarte; EL: Ersatzlast; DRV: Raildruckregelventil

8.1.3 Motorsteuergerät

Als Prüfling wird exemplarisch ein Applikationssteuergerät EDC16C8 von Bosch eingesetzt. Dieses bietet serienmäßig keine Funktionen zur Brennraumdruckerfassung und -auswertung. Das Steuergerät ist mit einem Emulator-Tastkopf (ETK) von ETAS ausgerüstet, der einen lesenden und schreibenden Zugriff auf Variablen und Parameter des Steuergeräteprogramms ermöglicht. Der Tastkopf besteht im Wesentlichen aus einem Emulationsspeicher, der direkt an den Mikrocontrollerbus der ECU angebunden ist, und einer Schnittstelle (ETK-Interface) zur Kommunikation mit dem Applikations- bzw. Rapid-Prototyping-System.

Zum Anschluss von Offboard-Diagnose-Testern ist die K-/L-Leitung des Motorsteuergeräts auf eine OBD-Diagnosebuchse herausgeführt.

8.2 Softwareumgebung

8.2.1 Modellimplementierung

Die in den Kapiteln 2 bis 5 aufgeführten Modellgleichungen werden unter der Entwicklungsumgebung MATLAB/Simulink implementiert. Das Simulink-Modell orientiert sich an der physikalischen Struktur des Systems Verbrennungsmotor und unterteilt sich in die Teilmodelle Einlasssystem, VTG-Turbolader, AGR-System, Auslasssystem und Zylindergruppe. Der Kraftstoffpfad wird lediglich rudimentär nachgebildet. Aufgrund des Blockdiagramm-basierten Modellierungsansatzes von Simulink kann der Ursache-Wirkungsplan gemäß Bild 2.2 unmittelbar umgesetzt werden. Die modulare und hierarchische Modellstruktur unterstützt die Handhabung des Simulationsmodells und trägt den Forderungen nach einfacher Erweiterbarkeit und Übertragbarkeit Rechnung. Um die Modellerstellung und -anpassung zu erleichtern, wurde eine Modellbibliothek erstellt, welche Nachbildungen der wichtigsten Motorkomponenten umfasst (Bild 8.7). Der Zugriff auf die E-/A-Einheiten des Echtzeitrechnersystems erfolgt über das dSPACE Real-Time Interface. Die Zusatzkomponente Real-Time Workshop übernimmt die automatische Generierung und Ausführung von Stand-Alone-C-Code auf der Echtzeit-Hardware.

Wie in Abschnitt 1.3 ausgeführt, unterliegt die HiL-Simulation harten Echtzeitbedingungen. Um die Zeitanforderungen einzuhalten, werden verschiedene Maßnahmen zur Rechenbeschleunigung des Simulationsmodells getroffen. Diese können in hardware- und softwareseitigen Maßnahmen unterteilt werden. Die wichtigste Maßnahme auf Hardwareseite ist die Parallelisierung der Modellberechnung auf den beiden zur Verfügung stehenden Prozessoren (verteilte Simulation). Hierbei wird das Gesamtmodell in zwei kooperierende Teilmodelle aufgespalten. Die Teilmodelle werden parallel auf jeweils einem Prozessor gerechnet. Bei der Partitionierung des Gesamtsystems sind verschiedene, teilweise konkurrierende Kriterien zu berücksichtigen [190]:

- dynamische Eigenschaften der Teilmodelle
- Kommunikationsaufwand zwischen den Subsystemen

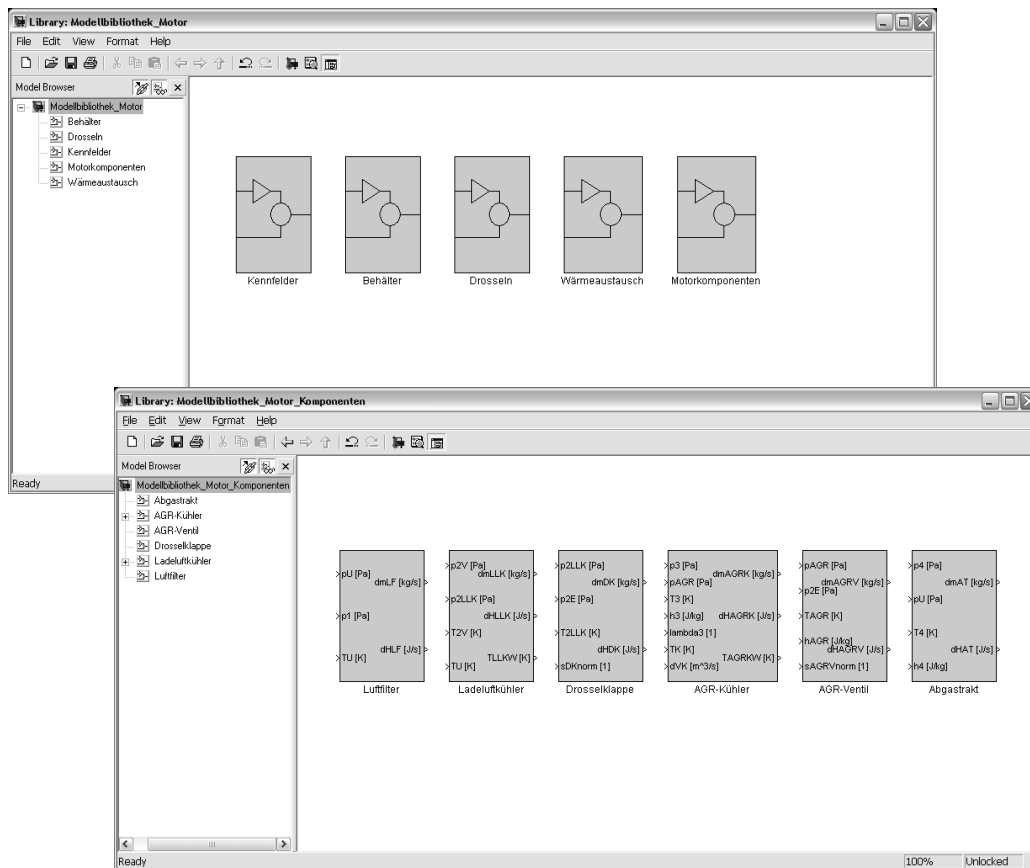


Bild 8.7: Modellbibliothek unter MATLAB/Simulink

- Prozessorauslastung
- physikalische Funktion der Teilmodelle
- Zeitsteuerung der Modelle (zeitkontinuierlich, zeitdiskret, winkeldiskret, etc.).

Eine allgemeingültige Methode zur effizienten Zerlegung und Verteilung eines Simulationsmodells lässt sich kaum angeben. In der Regel ist eine iterative Vorgehensweise zielführend. Eine grundsätzliche Einschränkung ergibt sich daraus, dass das Real-Time Interface von dSPACE lediglich eine Partitionierung auf der obersten Modellebene erlaubt. Auf der Grundlage der Ergebnisse einer Vorstudie zum Laufzeitverhalten des Motormodells wird folgende Aufteilung gewählt: Das Modell der Zylindergruppe (einschließlich des Emissionsmodells) wird auf dem ersten Prozessorboard ausgeführt. Die übrigen Teilmodelle sowie die E-/A-Funktionen des HiL-Testsystems werden auf dem zweiten Prozessorboard gerechnet. Hierdurch kann eine gleichmäßige Lastverteilung bei moderatem Kommunikationsaufwand erreicht werden. Zudem spiegelt die Aufteilung den physikalischen Aufbau des Motors wider und ermöglicht eine Ausführung der Modelle der Zylindergruppe und des Luft- und Abgaspfads mit unterschiedlichen Schrittweiten.

Maßnahmen zur Minimierung des Rechenaufwandes auf Softwareseite sind:

- Vereinfachung der Modellstruktur (Vermeidung identischer Berechnungen)
- Vorausberechnung statischer und periodischer Größen (z. B. des Zylindervolumens $V_Z(\phi)$)
- Ablage komplexer mathematischer Funktionen in Kennlinienform
- Verwendung von Embedded-MATLAB-Run-Time-Library-Funktionen
- Abfangen unphysikalischer Prozesszustände
- Code-Optimierung durch geeignete Wahl der Compiler-Einstellungen.

Durch die vorgestellten Maßnahmen kann eine Simulationsschrittweite des Zylindermodells von $T_0 \approx 150 \mu\text{s}$ erreicht werden. Dies entspricht einer Auflösung von $0,9^\circ\text{KW}$ bei einer Motordrehzahl von $n_{\text{Mot}} = 1000 \text{ 1/min}$ bzw. $4,5^\circ\text{KW}$ bei $n_{\text{Mot}} = 5000 \text{ 1/min}$. Für die Berechnung des Luft- und Abgaspfadmodells wird eine Rechenschrittweite von $T_0 = 0,45 \text{ ms}$ gewählt. Die Forderung nach einer Berechnung der Zylindergruppe mit einer Auflösung von 1°KW kann mit der zur Verfügung stehenden Echtzeithardware nicht erfüllt werden. Bei Verwendung eines aktuellen DS1006 Prozessorboards mit Quad-Core-Technologie und einer Taktfrequenz von $2,8 \text{ GHz}$ ist eine Reduzierung der Rechenzeit um den Faktor drei bis vier zu erwarten. Im relevanten Drehzahlbereich eines Pkw-Dieselmotors lässt sich so eine Kurbelwinkelschrittweite unter 1°KW erzielen.

Auf einem Büro-PC (Intel Core i5-Prozessor, $2,66 \text{ GHz}$) kann eine Echtzeit-Berechnung des Motormodells bei einer Rechenschrittweite von $T_0 \approx 110 \mu\text{s}$ realisiert werden. Diesem Wert entspricht eine Winkelschrittweite von $0,66^\circ\text{KW}$ bei einer Motordrehzahl von $n_{\text{Mot}} = 1000 \text{ 1/min}$ bzw. von $3,3^\circ\text{KW}$ bei $n_{\text{Mot}} = 5000 \text{ 1/min}$.

8.2.2 Experimentsteuerung

Die Bedienung des HiL-Testsystems erfolgt mit der Experimentiersoftware dSPACE ControlDesk. Das auf einem der beiden Host-PC (Bild 8.1) installierte Softwarepaket bietet folgende Funktionen:

- Konfiguration des Multiprozessorsystems
- Online-Visualisierung von Mess- und Simulationsgrößen
- manuelle Experimentsteuerung
- Messdatenaufzeichnung
- Testautomatisierung (z. B. mit Python-Interpreter).

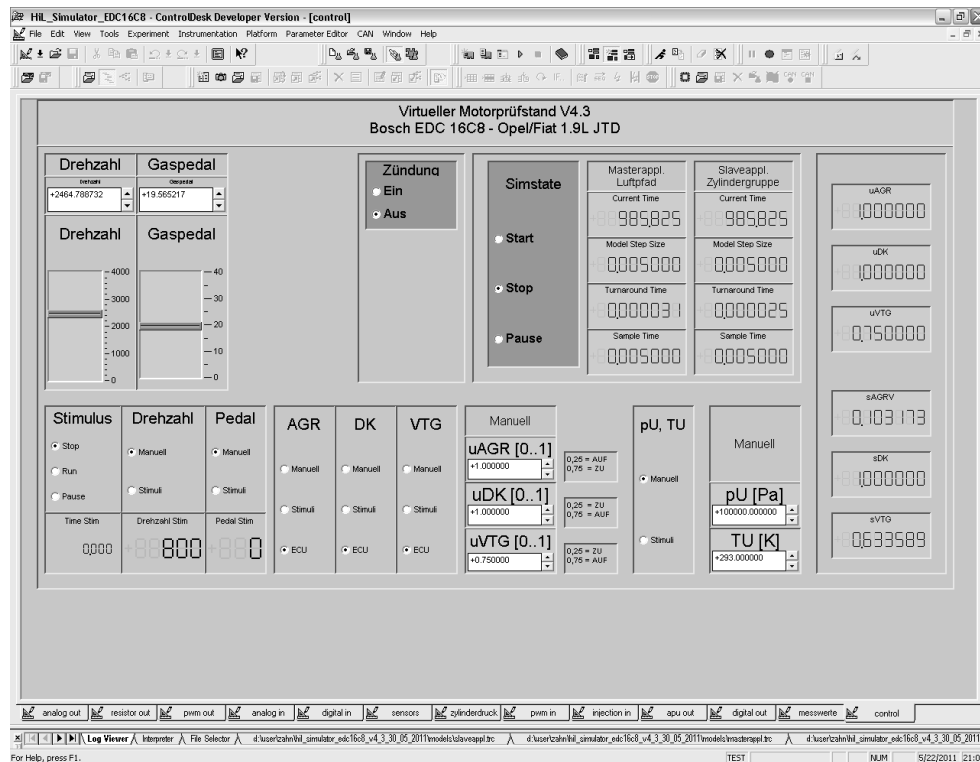


Bild 8.8: Benutzeroberfläche des HiL-Simulators unter ControlDesk

Um eine einfache und intuitive Handhabung des HiL-Simulators zu ermöglichen, wurde im Rahmen der Arbeit eine grafische Benutzeroberfläche erstellt, welche die Bedien- und Anzeigeelemente eines realen Motorprüfstands nachbildet, Bild 8.8. Die Oberfläche kann nicht nur für die HiL-Simulation, sondern auch für die Offline-Simulation eingesetzt werden. Damit wird der Forderung nach einer durchgängigen Toolkette Rechnung getragen.

8.2.3 Steuergeräteapplikation und Rapid Prototyping

Für die Entwicklung, den Test und die Kalibrierung von Steuergerätefunktionen stehen auf dem zweiten Host-PC die Softwarewerkzeuge INCA und ASCET der Firma ETAS zur Verfügung. INCA ist ein Mess-, Applikations- und Diagnosesystem für elektronische Steuergeräte. Es ermöglicht dem Anwender, über ein Applikationsgerät (ES690) auf die ETK-Schnittstelle des Steuergerätes zuzugreifen und steuergeräteinterne Größen zu messen und zu verstellen. Auf diese Weise lassen sich im Rahmen einer Kalibrierungsaufgabe Parameter des Steuergeräteprogramms vorbelegen bzw. verändern. Zugleich können Steuergerätesignale visualisiert, analysiert und abgespeichert werden. Weitere in INCA integrierte Werkzeuge sind eine Applikationsdatenverwaltung und ein Tool zur Flashprogrammierung der ECU.

ASCET ist eine Entwicklungs- und Rapid-Prototyping-Umgebung für Steuergerätesoftware. Zu den wesentlichen Funktionen von ASCET gehören die Spezifikation von Steuergerätesoftware in Form von Blockdiagrammen und Zustandsautomaten, die Offline-Simulation der Modellspezifikationen sowie die automatische Generierung von Seriencode. In Verbindung mit einem

ETAS-Echtzeitrechnersystem (ES1000) lassen sich neue Steuergerätefunktionen (wie z. B. Zylindergleichstellung, Schwerpunktregelung, etc.) im Funktionsbypass realisieren. Der Datenaustausch zwischen dem Applikationssteuergerät und dem RCP-System erfolgt wiederum über die ETK-Schnittstelle.

8.3 Simulationsbeispiel

Bild 8.9 zeigt die Simulation eines stationären Motorbetriebspunktes auf dem HiL-Testsystem. Das reale Motorsteuergerät wird hierbei im geschlossenen Kreis betrieben. Die Motordrehzahl und die Fahrpedalstellung werden manuell über die Bedienoberfläche des HiL-Simulators (siehe Bild 8.8) eingestellt. Die Aktorstellgrößen werden vom Steuergerät vorgegeben.

Im Bild dargestellt sind der Brennraumdruckverlauf im ersten Zylinder $p_{Z,1}$ sowie die arbeitsspiel aufgelösten Verläufe des Luftmassenstroms \dot{m}_{HFM} , der Drücke p_1 und p_{2E} im Einlasssystem, der Drücke p_3 und p_4 im Auslasssystem und der Turboladerdrehzahl n_{ATL} . Deutlich ist die Phasenverschiebung zwischen den Druckverläufen p_1 und p_{2E} aufgrund der Gaslaufzeiten im Ansaugsystem zu erkennen. Die Phasenverschiebung zwischen den Drücken p_3 und p_4 ist weniger stark ausgeprägt. Die kleinen Leitungsvolumina im Abgassystem verursachen nur eine geringe Verzögerung des Gasmassenstroms. Bemerkenswert ist die geringe Drehzahlschwankung des Turboladers. Der Spitze-Spitze-Wert liegt bei $\Delta n_{\text{ATL}} \approx 25 \text{ 1/min}$. Die zeitliche Änderung des Mittelwertes der Turboladerdrehzahl ist auf einen (minimalen) VTG-Stelleingriff des Steuergeräts im betrachteten Zeitausschnitt zurückzuführen.

Das Simulationsbeispiel zeigt plausible Ergebnisse und weist die Lauffähigkeit des Motormodells auf dem HiL-Testsystem nach.

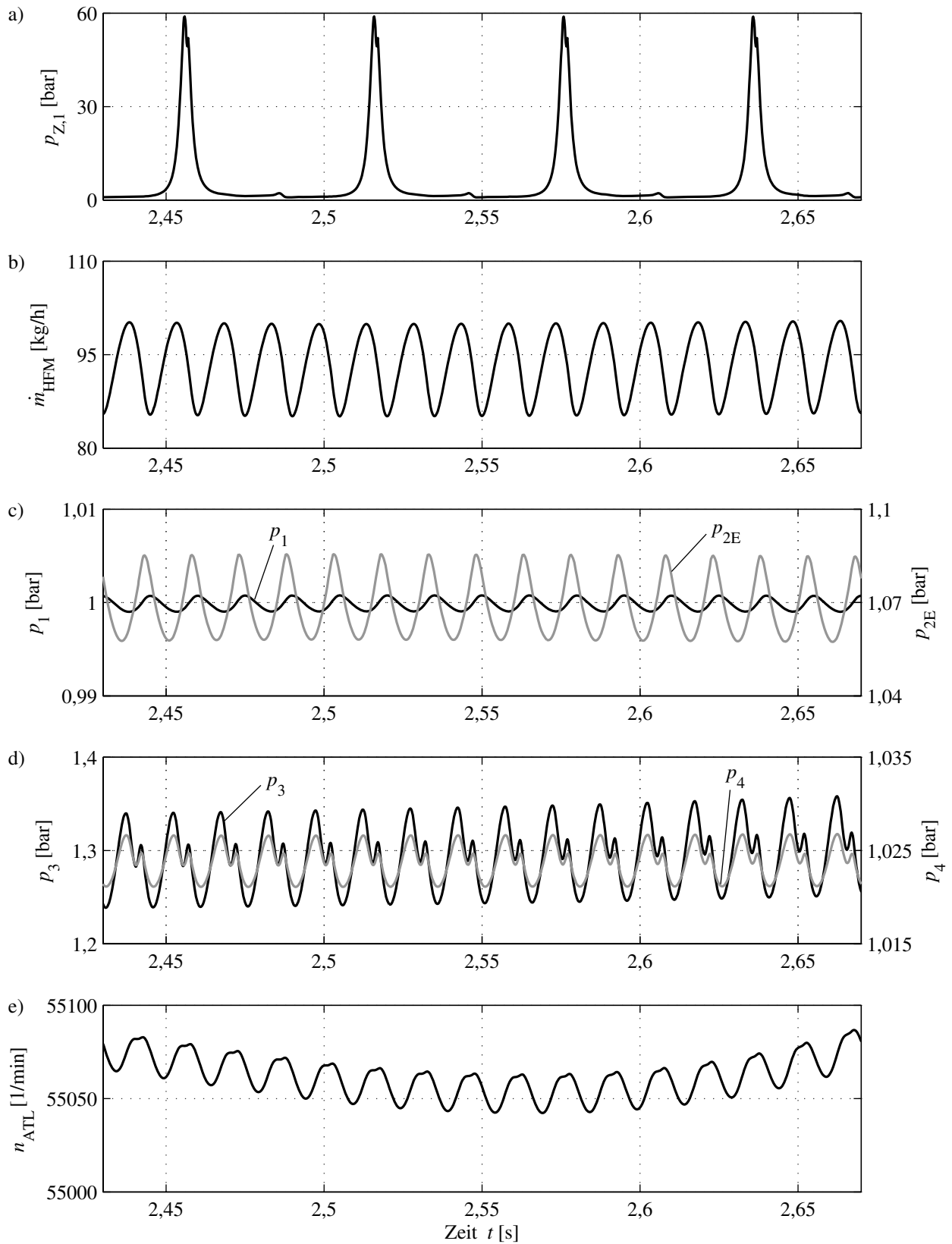


Bild 8.9: HiL-Simulation eines stationären Motorbetriebspunktes im unteren Lastbereich;
Motordrehzahl $n_{Mot} = 2000$ 1/min, Fahrpedalstellung $\alpha_{ped} = 20$ %

9 Zusammenfassung

Um Entwicklungszeiten zu reduzieren und Prüfstandsversuche einzusparen, kommen im Software- und Funktionsentwicklungsprozess für Motorsteuergeräte zunehmend modell- und simulationsbasierte Methoden zur Anwendung. Für die Funktionsentwicklung und den Reglerentwurf haben sich die Model-in-the-Loop-Simulation, die Software-in-the-Loop-Simulation und das Rapid-Control-Prototyping etabliert. Die Hardware-in-the-Loop-Simulation ist zu einem unverzichtbaren Werkzeug für den Steuergerätestest geworden. Insbesondere im Bereich der Applikation wird ihr Stellenwert in Zukunft weiter anwachsen. Eine Ausweitung der HiL-basierten Softwareentwicklung und Kalibrierung hängt allerdings maßgeblich von der Verfügbarkeit von Motormodellen ab, die sich durch einen adäquaten Detaillierungsgrad, eine kurze Rechenzeit und eine hohe Abbildungsgenauigkeit auszeichnen. Für die Benutzerakzeptanz sind zudem ein geringer Bedienungsaufwand und eine einfache Handhabbarkeit von entscheidender Bedeutung. Ein dynamisches, arbeitsspielaufgelöstes Gesamtmodell eines CRDI-Dieselmotors, welches die genannten Anforderungen erfüllt, wird im Rahmen dieser Arbeit erstellt. Im Mittelpunkt der Modellanwendung stehen die Entwicklung, der Test und die Vorapplikation moderner Motormanagementsysteme mit Brennraumdruckauswertung.

Detaillierungsgrad

Das Simulationsmodell bildet die wesentlichen Baugruppen des Motors wie den Luft- und Abgaspfad, den VTG-Turbolader und die Zylindergruppe nach und stellt so sämtliche für die Sensorsimulation und die Motoroptimierung erforderlichen Prozessgrößen bereit.

Die Berechnung der zylinderinternen Größen beruht auf einem Einzonenmodell. Die dieselmotorische Verbrennung wird durch einen nulldimensionalen phänomenologischen Ansatz beschrieben, der auf dem Einspritzverlauf basiert. Hierdurch ist es möglich, variable Einspritzmuster abzubilden. Das Modell berücksichtigt eine Vor- und eine Hauptverbrennung. Die Hauptverbrennung wird in eine reaktionskinetisch kontrollierte Vormischverbrennung und eine mischungskontrollierte Diffusionsverbrennung unterteilt. Die Vorverbrennung wird als reine Premixedverbrennung betrachtet. Zur Berechnung der Wandwärmeverluste wird auf einen Ähnlichkeitstheoretischen Ansatz zurückgegriffen. Die Ladungswechselorgane werden mittels physikalischer Modelle nachgebildet. Durch Variation des Ventilhubverlaufs ist die Simulation variabler Ventiltriebe möglich. Ein Kurbeltriebsmodell und ein einfaches experimentelles Emissionsmodell vervollständigen das Modell der Zylindergruppe.

Neben der Simulation der innermotorischen Vorgänge stellt die korrekte Nachbildung der Dynamik des Ein- und Auslasssystems einen Schwerpunkt der Arbeit dar. Diese beeinflusst unmittelbar die Drehmomententfaltung und das Emissionsverhalten. Die Systemdynamik ist vornehmlich auf die mechanische Trägheit des Abgasturboladers, das Luftmassenspeicherverhalten des Luft- und Abgaspfades sowie die thermische Trägheit der Kühler zurückzuführen. Der Luft- und Abgas-

pfad wird nach der Füll- und Entleermethode durch eine alternierende Abfolge von Speicherbausteinen und Drosselementen beschrieben. Hierdurch lässt sich die Ausbreitung der zyklischen Druckschwingungen im gesamten Rohrleitungssystem nachbilden. Das Wärmespeicherverhalten des Ladeluftkühlers und des AGR-Kühlers wird durch ein nulldimensionales, instationäres Wandtemperaturmodell berücksichtigt. Die Wärmeverluste in den Behältern des Abgassystems werden ebenso durch instationäre Ansätze beschrieben. Damit kann eine verbesserte Darstellung der Abgastemperatur erreicht werden.

Zur Nachbildung des dynamischen Betriebsverhaltens des VTG-Abgasturboladers wird ein echtzeitfähiges, fluidmechanisches Modell erarbeitet. Es setzt sich aus einem Verdichter-, einem Turbinen- und einem Laufzeugmodell zusammen. Die Grundlage der Modellierung bildet die eindimensionale Stromfadentheorie. Mittels eines Wärmeübergangsmodells werden die internen und externen Wärme Flüsse im Turbolader erfasst. Ein besonderes Merkmal ist die Berücksichtigung der Wärmekapazität des Turbinen- bzw. Lagergehäuses. Die mechanischen Reibverluste in den Wellenführungen werden abweichend von der gängigen Praxis separat durch ein physikalisches Reibmodell quantifiziert. Das entwickelte Turboladermodell zeichnet sich gegenüber konventionellen Kennfeldansätzen durch eine zuverlässige und realitätsnahe Darstellung von Schwachlastbetriebspunkten und stark transienten Motorbetriebsphasen aus. Es bietet damit das Potenzial, kennfeldbasierte Modelle im Rahmen der Motorprozesssimulation abzulösen.

Rechenzeit

Wie in der Arbeit ausgeführt, werden die Zeitanforderungen an ein HiL-Testsystem durch das Zeitverhalten des realen Motorsteuergeräts und die dynamischen Eigenschaften des simulierten Prozesses vorgegeben. Auf dem dargestellten dSPACE-Multiprozessorsystem können die Modelle des Luft- und Abgaspfades und des VTG-Turboladers mit einer Schrittweite von $T_0 \approx 0,45 \text{ ms}$ gerechnet werden. Die minimale Abtastzeit des Motorsteuergerätes von $T_{S,\min} = 1 \text{ ms}$ und die kleinste Modellzeitkonstante von $T_{\dot{U},\min} = 3 \text{ ms}$ werden unterschritten. Die harten Zeitbedingungen sind somit erfüllt. Bei der Simulation der Zylindergruppe ist eine Rechenschrittweite von $T_0 \approx 150 \mu\text{s}$ erreichbar. Dies entspricht einer Auflösung von $0,9^\circ\text{KW}$ bei einer Motordrehzahl von $n_{\text{Mot}} = 1000 \text{ 1/min}$ bzw. $4,5^\circ\text{KW}$ bei einer Motordrehzahl von $n_{\text{Mot}} = 5000 \text{ 1/min}$. Bei Verwendung eines aktuellen HiL-Systems mit DS1006-Prozessor kann im relevanten Drehzahlbereich eine Rechenschrittweite unter 1°KW erzielt werden.

Abbildungsgenauigkeit

Die Validierung des Modells mit Messdaten vom Motorprüfstand des Instituts für Automatisierungstechnik hat gezeigt, dass das Modell das stationäre und dynamische Verhalten des Motors mit guter Genauigkeit wiedergibt. Bei Kopplung an das reale Steuergerät wird dieses korrekt stimuliert. Notlauffunktionen werden nicht aktiviert. Betrachtet man den Modifizierten Neuen Europäischen Fahrzyklus (MNEFZ), so liegt das Bestimmtheitsmaß R^2 bei den Prozessgrößen des Luft- und Abgaspfades (abgesehen von der Ladelufttemperatur) über 0,860. Die für die Brennraum-

druckregelung relevanten Verbrennungskenngrößen (mittlerer indizierter Druck, Verbrennungsschwerpunktlage, Spitzendruck) werden mit einer zufriedenstellenden Genauigkeit wiedergegeben. Die Modellgüte geht damit über die Anforderungen der Sensorsimulation hinaus. Das Modell kann für eine Vielzahl von Anwendungen, angefangen vom Test eines neuen Softwarestandes bis hin zur HiL-basierten Applikation, eingesetzt werden.

Bedatungsaufwand

Der Bedatungsaufwand ist ein entscheidendes Kriterium für den produktiven Einsatz von HiL-Testsystemen im Software- und Funktionsentwicklungsprozess. Dem entwickelten Motormodell liegt ein weitgehend physikalisches Modellierungskonzept zugrunde. Ein Großteil der Modellparameter kann daher unmittelbar aus Tabellenwerken und der technischen Dokumentation des Motors entnommen werden. Lediglich etwa 30 % der Parameter sind experimentell durch Prüfstandsversuche zu bestimmen. Um den Vermessungsaufwand zu minimieren und gleichzeitig die Modellgüte zu erhöhen, wird eine neue durchgängige Bedatungsmethode entwickelt. Diese reicht von der Prüfstandskonfiguration über die Versuchsplanung und Versuchsdurchführung bis zur Parameteridentifikation und Modellvalidierung. Bei der Motorvermessung kommen neben konventionellen stationären Strategien auch kontinuierliche quasi-stationäre und dynamische Ansätze zur Anwendung. Hierdurch lässt sich die Messzeit auf wenige Stunden verringern. Ein komplettes Novum stellt der Ansatz zur Identifikation des Abgasturboladers dar. Dieser basiert auf Heiß- und Kaltversuchen am *Motorprüfstand*. Die Vermessung der Strömungsmaschinen am Komponentenprüfstand kann somit eingespart bzw. auf eine Mindestmaß reduziert werden. Zugleich gewährleistet der neue Ansatz eine wirklichkeitsgetreue Beschreibung des Turboladerverhaltens im Zusammenspiel mit dem Verbrennungsmotor.

Handhabbarkeit

Das unter MATLAB/Simulink implementierte Motormodell ist durchgängig in den unterschiedlichen Entwicklungsumgebungen (MiL, SiL, HiL, RCP) und in den verschiedenen Phasen des Software- und Funktionsentwicklungsprozesses anwendbar. Der Parametrierungsprozess muss dabei nur einmal durchlaufen werden. Die modulare und hierarchische Modellstruktur, die sich an den Baugruppen des Motors und an den physikalischen Teilprozessen (z. B. Reibung, Wärmeübertragung, etc.) orientiert, erhöht die Transparenz und erleichtert die Bedienung und Anwendung des Modells. Zugleich wird hierdurch den Forderungen nach Austauschbarkeit und Erweiterbarkeit von Modellkomponenten Rechnung getragen. Die Anpassung des Modells an andere Motorkonfigurationen wird durch den physikalisch-parametrischen Modellierungsansatz stark vereinfacht. Um eine hohe Akzeptanz des Testsystems beim Anwender zu gewährleisten, wird mit Hilfe der dSPACE-Software ControlDesk eine grafische Benutzeroberfläche für das Modell erstellt. Diese lehnt sich an die Bedienoberfläche eines realen Motorprüfstandes an und kann sowohl für die Online- als auch für die Offline-Simulation genutzt werden.

A Stoffgrößen

A.1 Verbrennungsgas

Die dynamischen Viskositäten von Luft ($\lambda \approx 10^5$) und von stöchiometrischem Verbrennungsgas ($\lambda = 1$) können nach [150] durch die Näherungsformeln

$$\eta_L(T) = 0,612 \cdot 10^{-6} T^{0,609} \quad \text{mit} \quad T \text{ in K} \quad (\text{A.1})$$

$$\eta_{VG}(T) = 0,355 \cdot 10^{-6} T^{0,679} \quad \text{mit} \quad T \text{ in K} \quad (\text{A.2})$$

beschrieben werden. Für λ -Werte zwischen 1 und 10^5 wird eine Interpolation mit Hilfe einer Exponentialfunktion vorgeschlagen. Im Gegensatz zur kinematischen Viskosität, die stark vom Gasdruck beeinflusst wird, kann die Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität (bei den im Luftpfad auftretenden Drücken) vernachlässigt werden.

Die Wärmeleitfähigkeiten von Luft und stöchiometrischem Verbrennungsgas lassen sich nach [150] durch die Näherungsformeln

$$\lambda_{i,L}(T) = 3,17 \cdot 10^{-4} T^{0,772} \quad \text{mit} \quad T \text{ in K} \quad (\text{A.3})$$

$$\lambda_{i,VG}(T) = 2,02 \cdot 10^{-4} T^{0,837} \quad \text{mit} \quad T \text{ in K} \quad (\text{A.4})$$

bestimmen. Für λ -Werte zwischen 1 und 10^5 erfolgt wiederum eine Interpolation mit Hilfe einer Exponentialfunktion.

A.2 Motoröl

Die Änderung der spezifischen Dichte von Motoröl in Abhängigkeit der Temperatur kann nach der Beziehung [211]

$$\rho_{Öl}(T) = \rho_{20} [1 - 65 \cdot 10^{-5} (T - 20^\circ\text{C})] \quad \text{mit} \quad T \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (\text{A.5})$$

approximiert werden. Dabei ist ρ_{20} die spezifische Dichte bei einer Temperatur von 20°C .

Das Viskositäts-Temperatur-Verhalten von Schmierstoffen wird zumeist durch die Gleichung von Vogel [210] beschrieben:

$$\ln \eta_{Öl}(T) = A + \frac{B}{T + C} \quad \text{mit} \quad T \text{ in } ^\circ\text{C}. \quad (\text{A.6})$$

Ausgehend von der gängigerweise für Öle verwendeten Bezugstemperatur $T_{\text{bez}} = C = 95^\circ\text{C}$ können die Koeffizienten A und B allgemein über die Beziehungen

$$A = \frac{(T_2 + T_{\text{bez}}) \ln \eta_2 - (T_1 + T_{\text{bez}}) \ln \eta_1}{T_2 - T_1} \quad (\text{A.7})$$

$$B = \frac{(T_1 + T_{\text{bez}})(T_2 + T_{\text{bez}})(\ln \eta_1 - \ln \eta_2)}{T_2 - T_1} \quad (\text{A.8})$$

aus zwei dynamischen Viskositäten η_1 und η_2 bei den Temperaturen T_1 und T_2 ermittelt werden. In den technischen Datenblättern der Schmierstoffhersteller sind die *kinematischen* Viskositäten ν_1 und ν_2 bei $T_1 = 40^\circ\text{C}$ und $T_2 = 100^\circ\text{C}$ aufgeführt. Die Umrechnung erfolgt über $\eta = \nu\rho$. Alternativ können die Koeffizienten A , B und C für gängige SAE-Viskositätsklassen auch aus Tabellenwerken bestimmt werden (vgl. [115]). Die Druckabhängigkeit der spezifischen Dichte sowie der dynamischen Viskosität wird üblicherweise vernachlässigt [2].

Die Wärmeleitfähigkeit von Mineralöl lässt sich basierend auf [60] durch die Näherungsformel

$$\lambda_{\text{l,Öl}}(T) = \frac{117 - 0,063 T}{\rho_{15}} \quad \text{mit} \quad T \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (\text{A.9})$$

beschreiben (vgl. [19, 132]). Hier steht ρ_{15} für die spezifische Dichte bei einer Temperatur von 15°C . Die Formel gilt für Schmierstoffe mit einer Dichte zwischen 740 kg/m^3 und 1000 kg/m^3 im Temperaturbereich $T = -20 \dots 425^\circ\text{C}$.

A.3 Kühlwasser

Das Motorkühlmittel besteht aus einem Wasser-Ethylenglycol-Gemisch. Der Ethylenglycol-Anteil wird bei der Bestimmung der Stoffwerte vernachlässigt. Die kinematische Viskosität $\nu_{\text{H}_2\text{O}}$, die Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{\text{l,H}_2\text{O}}$ und die Prandtl-Zahl $Pr_{\text{H}_2\text{O}}$ von Wasser werden den Stofftabellen in [207] entnommen.

B Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten

Die für die Berechnung des Wärmeübergangs in den Rohrleitungen, Behältern und Drosselstellen des Luft- und Abgaspfades erforderlichen Wärmeübergangskoeffizienten α werden mittels Ähnlichkeitstheoretischer Ansätze auf Basis dimensionsloser Kennzahlen bestimmt. Im Folgenden sollen die maßgeblichen Beziehungen für den Wärmeübergang zwischen Gas und Bauteilwand, Wand und Kühlmittel sowie Wand und Umgebung zusammengestellt werden. Die Ausführungen beruhen auf [11, 25, 195, 207].

B.1 Wärmeübergang zwischen Gas und Wand

Die Wärmeübertragung bei der Rohrströmung von Gasen (hier Luft bzw. Verbrennungsgas) beruht in erster Linie auf erzwungener Konvektion. Der Strahlungsaustausch zwischen Gas und Rohrwand wird im Folgenden vernachlässigt. Im Rahmen der Ähnlichkeitstheorie wird die Wärmeübertragung durch Konvektion durch die dimensionslose Nußelt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha_{GW} l_{GW}}{\lambda_{l,G}} \quad (B.1)$$

beschrieben. Hierbei ist α_{GW} der gesuchte mittlere Wärmeübergangskoeffizient, l_{GW} eine charakteristische Länge (zumeist der Rohrrinnendurchmesser d_i) und $\lambda_{l,G}$ die Wärmeleitfähigkeit des strömenden Gases. Die Nußelt-Zahl wird als Funktion dimensionsloser Kennzahlen und Geometrieparameter dargestellt

$$Nu = f(Re, Pr_G, \text{Geo.}) \quad (B.2)$$

Der maßgebliche Ähnlichkeitsparameter ist die Reynoldszahl Re , welche das Verhältnis der Trägheitskräfte zu den Reibungskräften in der Strömung charakterisiert. Sie ist durch

$$Re = \frac{c_G l_{GW}}{\nu_G} = \frac{\dot{m}_G l_{GW}}{\eta_G A_G} \quad (B.3)$$

gegeben. Die Größen c_G und \dot{m}_G stehen für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit bzw. den Gasmassenstrom. Die kinematische Viskosität des Fluids ist mit ν_G , die dynamische Viskosität mit η_G bezeichnet. Der Strömungsquerschnitt ist durch A_G gegeben.

Die Prandtl-Zahl Pr_G in Gl. (B.2) ist eine Stoffkenngröße. Diese kann bei Luft bzw. Verbrennungsgas näherungsweise als konstant angenommen werden

$$Pr_G \approx 0,71. \quad (B.4)$$

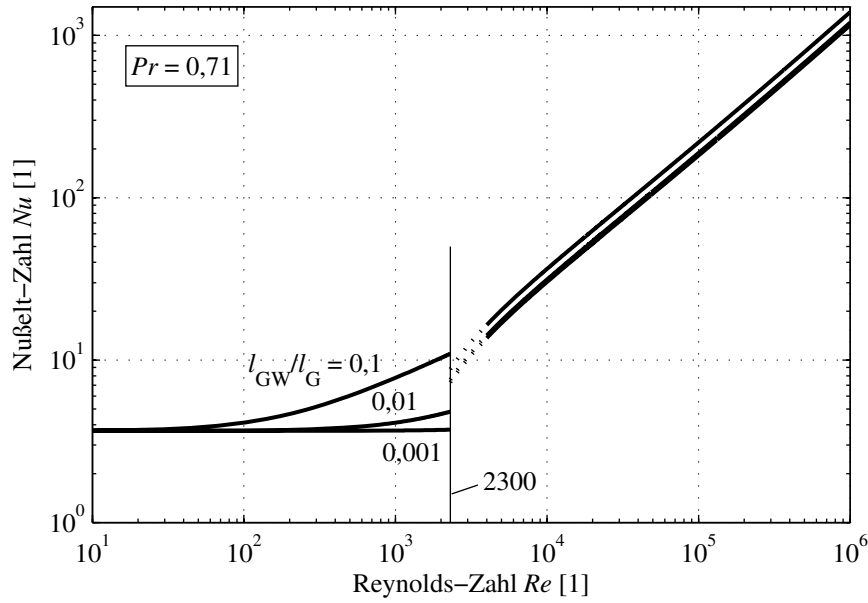


Bild B.1: Nußelt-Zahl Nu in Abhängigkeit der Reynoldszahl Re bei Rohrströmung von Luft nach [207]

Die Stoffwerte $\lambda_{l,G}$, ν_G und η_G sind hingegen in Abhängigkeit der mittleren Gastemperatur \bar{T}_G und der durch das Verbrennungsluftverhältnis λ_G charakterisierten Gaszusammensetzung zu bestimmen

$$\lambda_{l,G} = \lambda_{l,G}(\bar{T}_G, \lambda_G) \quad (\text{B.5})$$

$$\nu_G = \nu_G(\bar{T}_G, \lambda_G) \quad (\text{B.6})$$

$$\eta_G = \eta_G(\bar{T}_G, \lambda_G). \quad (\text{B.7})$$

Die mittlere Gastemperatur ist dabei durch

$$\bar{T}_G = \frac{1}{2}(T_{G,zu} + T_{G,ab}) \quad (\text{B.8})$$

definiert. Die abstromseitige Temperatur $T_{G,ab}$ ist zu Beginn der Rechnung nicht bekannt. Um eine iterative Lösung des Wärmeübertragungsproblems zu umgehen, werden die Stoffgrößen in dieser Arbeit lediglich auf die Zustromtemperatur bezogen:

$$\bar{T}_G \approx T_{G,zu}. \quad (\text{B.9})$$

Im Schrifttum sind zahlreiche Nußelt-Beziehungen gemäß Gl. (B.2) für Zwangskonvektion in Rohren und konzentrischen Ringspalten aufgeführt (siehe [11, 207]). Grundsätzlich ist dabei zwischen Beziehungen für die laminare und die turbulente Strömung zu unterscheiden. Unterhalb einer Reynoldszahl von $Re = 2300$ ist eine Rohrströmung stets laminar, oberhalb von $Re = 4000$ gilt sie als turbulent [11]. Mit Sicherheit liegt turbulente Strömung für $Re > 10^4$ vor [207]. Bild B.1 zeigt den prinzipiellen Verlauf der mittleren Nußelt-Zahl über der Reynoldszahl für Luft bei unterschiedlichen Geometrieverhältnissen ($l_{GW} = d_i$: Rohrrinnendurchmesser, l_G : Rohrlänge). Es ist deutlich die Unstetigkeit beim Übergang von der laminaren zur turbulenten Strömung zu erkennen.

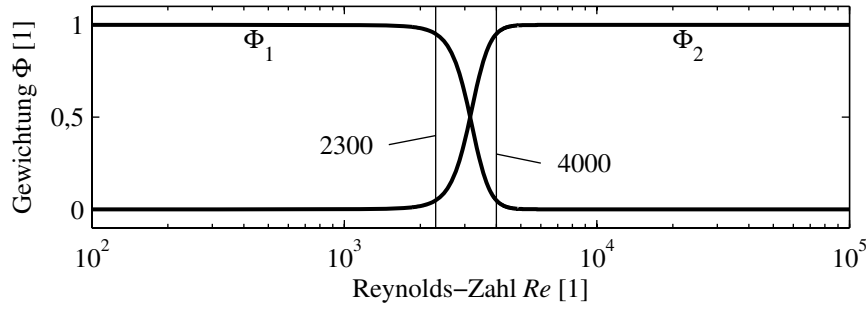


Bild B.2: Interpolation zwischen den Beziehungen für laminare und turbulente Strömung mittels Sigmoidfunktionen

Die in der Literatur angegebenen Nußelt-Korrelationen gelten nur für einfache Bauteilgeometrien und sind nur eingeschränkt auf die beim Verbrennungsmotor auftretenden Wärmetransportprobleme übertragbar. Im Folgenden werden daher verallgemeinerte Beziehungen angenommen, deren Parameter aus Messdaten identifiziert werden. Für die laminare Strömung wird der Ansatz

$$Nu_{\text{lam}} = (k'_{G1} + k'_{G2} Re Pr_G)^{k'_{G3}} \approx (k_{G1} + k_{G2} Re)^{k_{G3}} \quad \text{mit} \quad Pr_G \approx \text{const.} \quad (\text{B.10})$$

gewählt. Als Nußelt-Beziehung für turbulente Strömungsverhältnisse gilt

$$Nu_{\text{turb}} = k'_{G4} Re^{k'_{G5}} Pr_G^{k'_{G6}} \approx k_{G4} Re^{k_{G5}} \quad \text{mit} \quad Pr_G \approx \text{const.} \quad (\text{B.11})$$

Die Richtung des Wärmetransports (Heizung bzw. Kühlung) bleibt in den vorgenannten Gleichungen unberücksichtigt. Zur Approximation der Re -Zahlen im Übergangsbereich $2300 < Re < 4000$ wird anstelle einer linearen Interpolation (siehe [25]) eine gewichtete Überlagerung der Beziehungen (B.10) und (B.11) vorgeschlagen. Als Gewichtungsfunktionen kommen Sigmoidfunktionen zur Anwendung (Bild B.2). Die Nußelt-Korrelation für den gesamten Re -Zahlenbereich lautet dann

$$Nu = Nu_{\text{lam}} \Phi_1 + Nu_{\text{turb}} \Phi_2 \quad (\text{B.12})$$

$$\Phi_1 = 1 - \text{sig}[c_\Phi (Re - o_\Phi)] \quad (\text{B.13})$$

$$\Phi_2 = \text{sig}[c_\Phi (Re - o_\Phi)]. \quad (\text{B.14})$$

Der Faktor c_Φ wird zu $c_\Phi = 3,5 \cdot 10^{-3}$, die Verschiebung o_Φ zu $o_\Phi = (2300 + 4000)/2$ gewählt. In Bild B.3 sind als feine graue Linien die über die Gln. (B.10) bis (B.14) approximierten Nußelt-Zahlen eingetragen. Beispielhaft wurden die Parameter k_{Gi} hier nicht an Messdaten, sondern an die theoretischen Werte nach [207] angepasst. Die Ergebnisse verdeutlichen die prinzipielle Eignung der verallgemeinerten Ansätze zur Nachbildung der Wärmeübertragung in durchströmten Rohren.

B.2 Wärmeübergang zwischen Wand und Kühlfluid

Die Wärmeübertragung zwischen der Bauteilwandung und dem Kühlfluid (Kühlwasser oder Motoröl) erfolgt ebenfalls überwiegend durch erzwungene Konvektion. Die in Abschnitt B.1 abgeleiteten Beziehungen können daher unmittelbar auf die Kühlmittelseite übertragen werden. Im

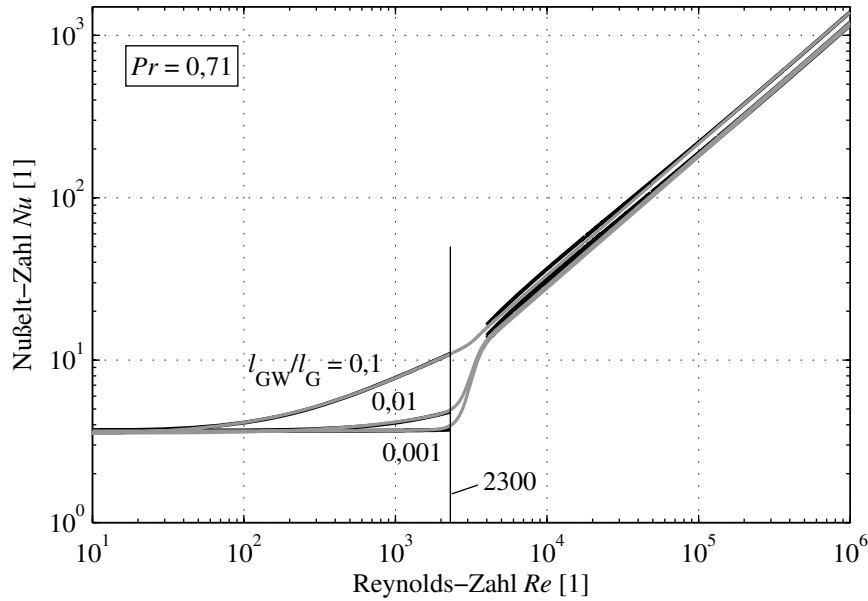


Bild B.3: Vergleich der Nußelt-Beziehungen nach [207] und der verallgemeinerten Beziehungen gemäß Gln. (B.10) bis (B.14) für Rohrströmung von Luft.

Gegensatz zu Luft bzw. Verbrennungsgas muss bei Kühlflüssigkeiten die Temperaturabhängigkeit der Prandtl-Zahl berücksichtigt werden

$$Pr_K = Pr_K(T_K). \quad (B.15)$$

Die Nußelt-Beziehungen lauten entsprechend

$$Nu_{\text{lam}} = (k_{K1} + k_{K2} Re Pr_K)^{k_{K3}} \quad (B.16)$$

und

$$Nu_{\text{turb}} = k_{K4} Re^{k_{K5}} Pr_K^{k_{K6}}. \quad (B.17)$$

Die Reynolds-Zahl wird auf der Kühlmittelseite gemäß

$$Re = \frac{c_K l_{WK}}{\nu_K} = \frac{\dot{V}_K l_{WK}}{\nu_K A_K} \quad (B.18)$$

bestimmt. Hierbei ist c_K die Strömungsgeschwindigkeit und \dot{V}_K der Volumenstrom des Kühlmediums. Die Größe l_{WK} bezeichnet eine charakteristische Länge, A_K den Strömungsquerschnitt. Die kinematische Viskosität des Kühlfluids ist durch ν_K gegeben. Die Stoffgrößen werden wiederum vereinfachend auf die eintrittsseitige Kühlmitteltemperatur $T_{K,zu}$ bezogen. Nußelt-Zahlen im Bereich $2300 < Re < 4000$ können wie bei der Gasströmung durch gewichtete Summation der Beziehungen (B.16) und (B.17) berechnet werden.

B.3 Wärmeübergang zwischen Wand und Umgebung

Der Wärmeübergang zwischen der Rohr- bzw. Behälterwandung und der Umgebung wird zum einen durch freie Konvektion zum anderen durch Strahlung bewirkt. Der Wärmeübergangskoeffi-

zient α_{WU} setzt sich folglich aus dem Wärmeübergangskoeffizienten der freien Konvektion $\alpha_{\text{WU,frK}}$ und dem Wärmeübergangskoeffizienten der Strahlung $\alpha_{\text{WU,Str}}$ zusammen

$$\alpha_{\text{WU}} = \alpha_{\text{WU,frK}} + \alpha_{\text{WU,Str}}. \quad (\text{B.19})$$

Der Wärmeübergang durch freie Konvektion kann allgemein über die dimensionslose Beziehung

$$Nu = f(Gr, Pr_L, \text{Geo.}) \quad (\text{B.20})$$

mit der mittleren Nußelt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha_{\text{WU,frK}} l_{\text{WU}}}{\lambda_{\text{L}}} \quad (\text{B.21})$$

dargestellt werden. In der Literatur werden empirische Nußelt-Korrelationen für unterschiedliche Bauteilformen mitgeteilt [11, 207]. In dieser Arbeit wird die verallgemeinerte Beziehung

$$Nu = k'_{\text{U1}} Gr^{k'_{\text{U2}}} Pr_L^{k'_{\text{U3}}} \approx k_{\text{U1}} Gr^{k_{\text{U2}}} \quad \text{mit} \quad Pr_L \approx \text{const.} \quad (\text{B.22})$$

verwendet. Die Parameter k_{U1} und k_{U2} sind experimentell anzupassen. Die Grashof-Zahl Gr in den Gln. (B.20) und (B.22) beschreibt das Verhältnis von Auftriebs- und Reibungskräften. Sie ist definiert als

$$Gr = \frac{g l_{\text{WU}}^3}{\nu_L^2} \beta_L (T_{\text{W}} - T_{\text{U}}). \quad (\text{B.23})$$

Dabei steht g für die Fallbeschleunigung, l_{WU} für eine charakteristische Länge und ν_L für die kinematische Viskosität der Umgebungsluft. Der thermische Ausdehnungskoeffizient β_L ist bei der Umgebungslufttemperatur T_{U} zu bestimmen. Im Falle idealer Gase (näherungsweise auch Luft) gilt

$$\beta_L = \frac{1}{T_{\text{U}}}. \quad (\text{B.24})$$

Die Stoffwerte λ_L und ν_L sind auf die mittlere Temperatur

$$\bar{T}_{\text{WU}} = \frac{1}{2}(T_{\text{W}} + T_{\text{U}}) \quad (\text{B.25})$$

zu beziehen.

Für den Wärmeübergang durch Strahlung wird vereinfachend angenommen, dass sich die Wand wie ein grauer Strahler mit dem Emissionsgrad ϵ_{W} verhält. Der Wärmeübergangskoeffizient lässt sich dann durch

$$\alpha_{\text{WU,Str}} = \epsilon_{\text{W}} \sigma \frac{T_{\text{U}}^4 - T_{\text{W}}^4}{T_{\text{U}} - T_{\text{W}}} = \epsilon_{\text{W}} \sigma (T_{\text{U}}^2 + T_{\text{W}}^2)(T_{\text{U}} + T_{\text{W}}) \quad (\text{B.26})$$

ausdrücken. Dabei steht σ für die Stefan-Boltzmann-Konstante.

C Blockschaltbild des Einzonenmodells

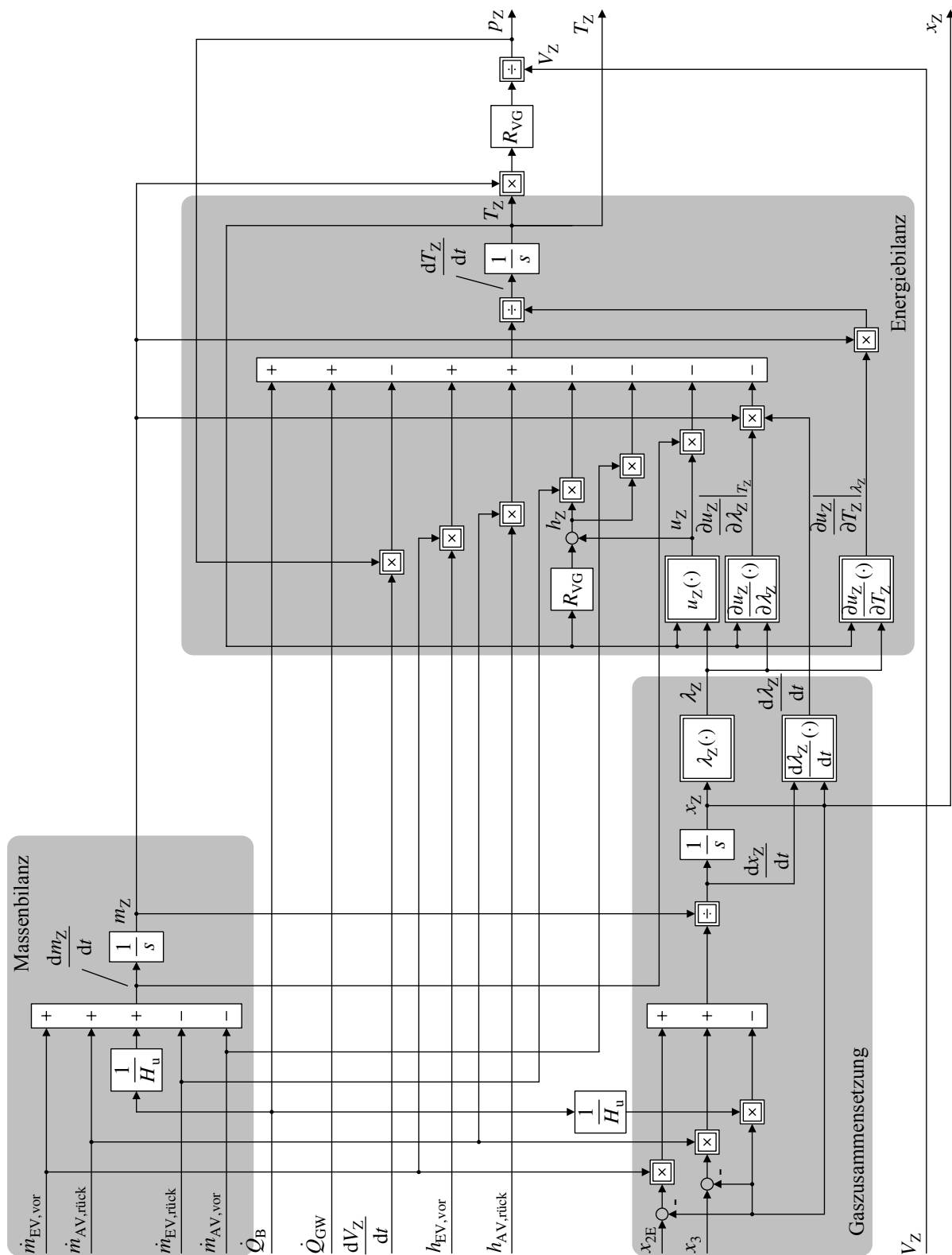


Bild C.1: Blockschaltbild des Einzonenmodells zur Berechnung innermotorischer Größen

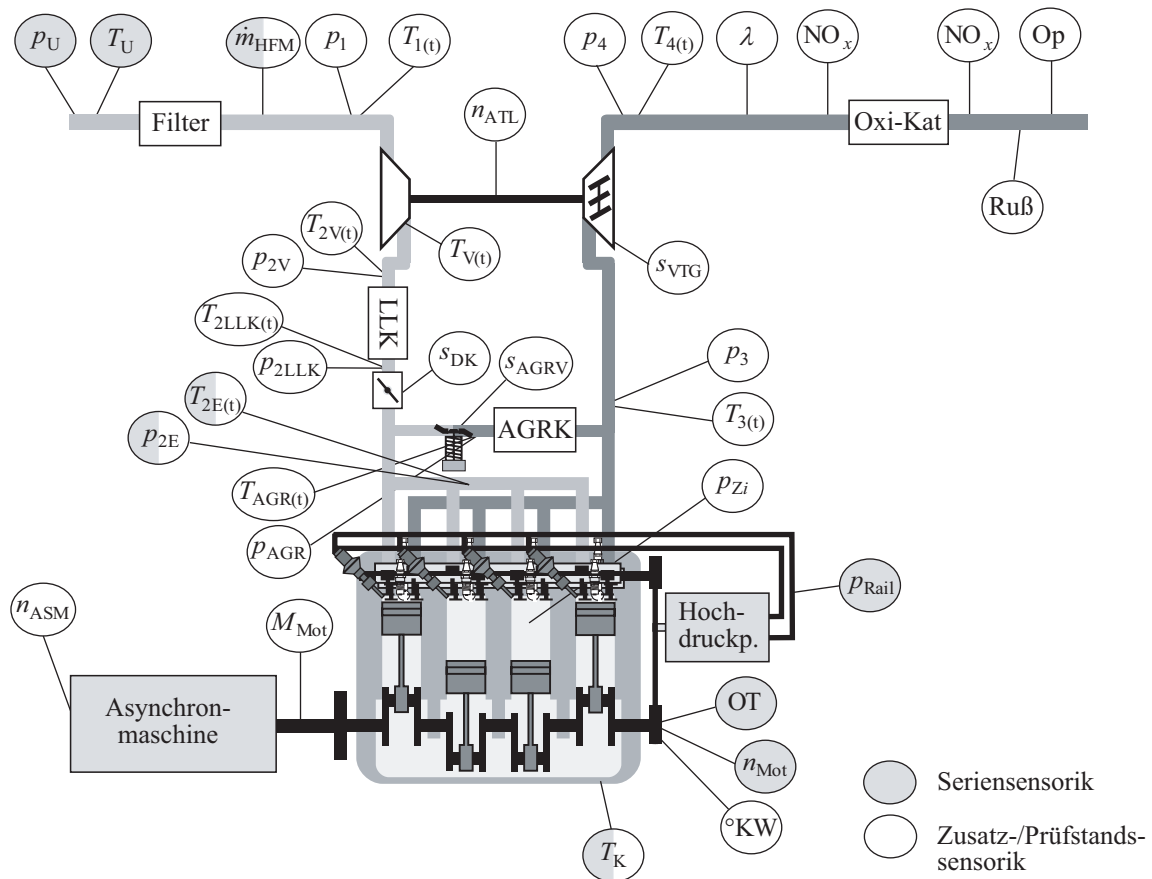
D Technische Daten und Instrumentierung des Versuchsmotors

Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Identifikations- und Modellierungsansätze werden an einem seriennahen Versuchsmotor der Fiat/Opel-Powertrain GmbH untersucht und validiert. Der Versuchsträger ist ein moderner Common-Rail-Dieselmotor mit VTG-Abgasturbolader (Fa. Honeywell Garrett), Ladeluftkühler (Fa. Valeo), Drosselklappe (Fa. Pierburg) und externer Abgasrückführung (ebenfalls Fa. Pierburg). Die Motordaten sind in Tabelle D.1 zusammengefasst. Die Stellsysteme des VTG-Turboladers und der Drosselklappe sind als Pneumatikaktoren ausgeführt. Diese werden über elektropneumatische Wandler angesteuert. Das AGR-Ventil wird mittels eines Proportionalmagnet-Antriebs elektrisch verstellt.

Zu den wichtigsten serienmäßigen Messgrößen des Motors gehören der Umgebungsdruck, die Umgebungstemperatur, der Ladedruck, die Ladelufttemperatur und der Raildruck. Der Frischluftmassenstrom wird über einen Heißfilm-Luftmassenmesser (Typ HFM 6) von Bosch gemessen. Ferner wird die Motordrehzahl mit einem induktiven Geber und einem 60-2 Impulsrad erfasst. Die Stellung der Nockenwelle liefert ein Phasengeber. Neben der Seriensorik ist der Versuchsmotor mit umfangreicher Zusatzsensorik ausgestattet (Bild D.1). Temperatur und Druck werden mittels Mantelthermoelementen vom Typ K (Fa. Rössel Messtechnik) und piezoresistiven Druckaufnehmern (Fa. Keller) an allen relevanten Stellen des Luft- und Abgaspfades erfasst. Neben dem serienmäßigen HFM ist ein weiterer Massenströmsensor im Luftansaugmodul installiert. Während die AGR-Ventilposition mit einem in den Aktuator integrierten Potenziometer gemessen wird, sind die VTG- und Drosselklappen-Steller mit einer Stellungsrückmeldung nachgerüstet. Hierbei kommen magneto-induktive Linearwegsensoren der Fa. Balluff zum Einsatz. Weiterhin

Tabelle D.1: Spezifikationen des Versuchsmotors

Hersteller	Fiat/Opel-Powertrain GmbH		
Motorbezeichnung	1,9 JTD		
Motortyp	CR-Direkteinspritzer, VTG-Turbolader, AGR, 2 Ventile		
Motorsteuerung	Bosch EDC 16		
Zylinderzahl	z	[1]	4
Hubraum	V_H	[cm ³]	1909,6
Bohrungsdurchmesser	d_B	[mm]	82
Kolbenhub	h_K	[mm]	90,4
Pleuellänge	l_P	[mm]	145
Verdichtungsverhältnis	ϵ	[1]	18,45
Kopfdurchmesser des Einlassventils	d_{EV}	[mm]	35,5
Kopfdurchmesser des Auslassventils	d_{AV}	[mm]	34,5
Max. Leistung (bei 4000 1/min)	P_{Mot}	[kW]	77
Max. Drehmoment (bei 2000 1/min)	M_{Mot}	[Nm]	255



ist der Motor mit Abgasmesstechnik ausgestattet. Der Sauerstoffgehalt im Abgas wird durch eine planare Breitband-Lambdasonde vom Typ LSU 4.2 der Firma ETAS, die Stickoxidkonzentration durch NO_x-Sonden der Firma NGK gemessen. Die Ruß- und Partikelemissionen werden über die Abgasmessanlage des Motorprüfstandes bestimmt. Die Brennraumdruckerfassung erfolgt zylinderindividuell mit ungekühlten piezoelektrischen Zylinderdrucksensoren vom Typ 6053BB60 der Firma Kistler. Die Sensoren werden über Glühkerzenadapter in die Zylinder eingebracht.

E Technische Daten und Instrumentierung des Versuchsladers

Der untersuchte Turbolader aus der GT17-Baureihe von Honeywell Garrett ist ein typisches Aufladeaggregat für Pkw-Dieselmotoren der 2-Liter-Klasse. Der einflutige Lader besitzt eine variable Turbinengeometrie. Die Ansteuerung der Turbinenleitschaufeln erfolgt pneumatisch über eine Unterdruckdose. Tabelle E.1 stellt die Spezifikationen des Versuchsladers zusammen.

Tabelle E.1: Spezifikationen des Versuchsladers

Hersteller	Honeywell Garrett		
Laderbezeichnung	GT 1749 MV		
Ladertyp	VTG-Abgasturbolader, einstufig, einflutig		
Verdichter ¹			
Anzahl der Vollschaufeln des Laufrades	$z_{V,VS}$	[1]	5
Anzahl der Zwischenschaufeln des Laufrades	$z_{V,ZS}$	[1]	5
eintrittsseitiger Laufraddurchmesser (innen)	$d_{V1,i}$	[mm]	12,0
eintrittsseitiger Laufraddurchmesser (außen)	$d_{V1,a}$	[mm]	34,6
Laufradaußendurchmesser	d_{V2}	[mm]	49,0
Schaufelbreite Laufradaustritt	b_{V2}	[mm]	3,4
geometrischer Schaufelwinkel Laufradaustritt	$\beta_{V2,S}$	[°]	130
austrittsseitiger Diffusordurchmesser	d_{V4}	[mm]	83,3
Turbine ¹			
Laufschaufelzahl	$z_{T,LA}$	[1]	9
Leitschaufelzahl	$z_{T,LE}$	[1]	11
Laufradaußendurchmesser	d_{T3}	[mm]	42,9
austrittsseitiger Laufraddurchmesser (innen)	$d_{T4,i}$	[mm]	12,9
austrittsseitiger Laufraddurchmesser (außen)	$d_{T4,a}$	[mm]	37,8
Leitschaufelhöhe	b_{T2}	[mm]	6,6
Leitschaufellänge	l_S	[mm]	17,5
Bolzenkreisdurchmesser (Lagerpunkte)	$d_{T,B}$	[mm]	58,0
Laufzeug ²			
Wellendurchmesser	d_W	[mm]	7,87
Lagerdurchmesser Radiallager	$d_{L,rad}$	[mm]	7,91
Lagerbreite Radiallager	$b_{L,rad}$	[mm]	3,70; 4,85
Durchmesser Axiallager	$d_{L,ax}$	[mm]	12,06
Segmentanzahl Axiallager	$z_{L,ax}$	[1]	10

¹ Die Geometrieparameter von Verdichter und Turbine wurden nach Zerlegung des Laders von Hand vermessen.

² Die Geometriedaten des Laufzeugs sind aus [212] entnommen.

Die Vermessung des Turboladers wird in der realen Einbausituation am Versuchsmotor vorgenommen. Hierbei werden gemäß Bild D.1 die statischen Drücke und totalen Temperaturen in den gasführenden Leitungen vor und nach Verdichter sowie vor und nach Turbine erfasst. Die statischen Drücke werden wie im gesamten Gaspfad des Motors mit piezoresistiven Druckaufnehmern, die totalen Temperaturen mit NiCr-Ni-Thermoelementen aufgezeichnet. Die Thermoelemente sind mit einem Manteldurchmesser von 0,5 mm speziell auf transiente Messungen ausgelegt. Als Verdichtermassenstrom wird der Messwert des HFM-Sensors im Luftansaugmodul verwendet. Der Turbinenmassenstrom ergibt sich aus der Summe von Luftmassenstrom und Kraftstoffmassenstrom. Wie bereits in Anhang D dargestellt, wird die Position der Turbinenleitschaufeln über einen induktiven Wegsensor erfasst, welcher am Steuergestänge montiert ist. Zur Bestimmung der Turboladerdrehzahl wird das Messsystem PICOTURN der Firma acam-messelectronic GmbH eingesetzt. Die Schmieröltemperatur im Lagergehäuse wird grob aus der Motoröltemperatur abgeschätzt. Weitere Messgrößen wie der Ölvolumenstrom oder die Oberflächentemperatur des Turboladergehäuses stehen im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung.

F Motorprüfstand des IAT

Die experimentelle Untersuchung des Versuchsmotors erfolgt am hochdynamischen Motorprüfstand des Instituts für Automatisierungstechnik der TU Darmstadt (Bild F.1). Es handelt sich dabei um einen modern ausgestatteten Prüfstand, bei dem die Versuchsträger auf Rollenwagen aufgebaut und mit Schnellkupplungen für die Kraftstoff- und Kühlwasserversorgung versehen sind. Das Rollenwagenkonzept ermöglicht einen Austausch der Versuchsmotoren in kürzester Zeit.

Als Belastungseinrichtung wird eine Asynchronmaschine der Firma Kessler mit einer Nennleistung von 160 kW und einem Nennmoment von 300 Nm eingesetzt. Zur Ansteuerung dient ein IGBT-Frequenzumrichter mit Netzzurückspeisung. Der Versuchsmotor und die Asynchronmaschine sind über eine elastische Dämpfungskupplung und eine Gleichlaufgelenkwelle miteinander verbunden. Die Asynchronmaschine wird üblicherweise drehzahl geregelt betrieben. Sie erzeugt abhängig vom gewählten Motorbetriebspunkt ein positives oder negatives Belastungsmoment (generatorischer bzw. motorischer Betrieb). Die Momentenanregelzeit des Systems aus Umrichter und Asynchronmaschine liegt unter 5 ms. Der Prüfstand ist damit insbesondere für die Untersuchung dynamischer Fahrzustände geeignet. Für die Erfassung des Motordrehmoments ist im Wellenstrang ein Drehmoment-Messflansch der Firma Dr. Staiger Mohilo verbaut.

Zur weiteren Ausstattung des Prüfstandes gehören ein regelbares Kühlsystem, ein AVL 735S Kraftstoffverbrauchsmesssystem mit Konditioniereinheit sowie eine Abgasmessanlage. Die Bewertung der Abgastrübung als Maß für die Partikelemissionen erfolgt mit einem AVL 439 Opacimeter. Mit einem AVL 483 Micro Soot Sensor werden die Rußemissionen erfasst. Optional steht ein SESAM-FTIR Multikomponenten-Analysesystem der Firma AVL zur Verfügung.

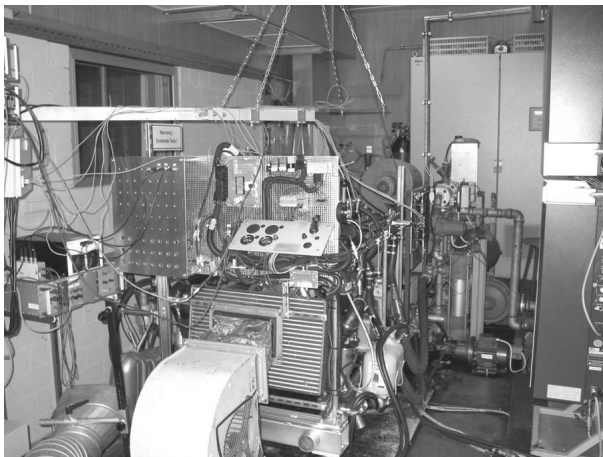


Bild F.1: Motorprüfstand mit Prüfzelle und Leitwarte

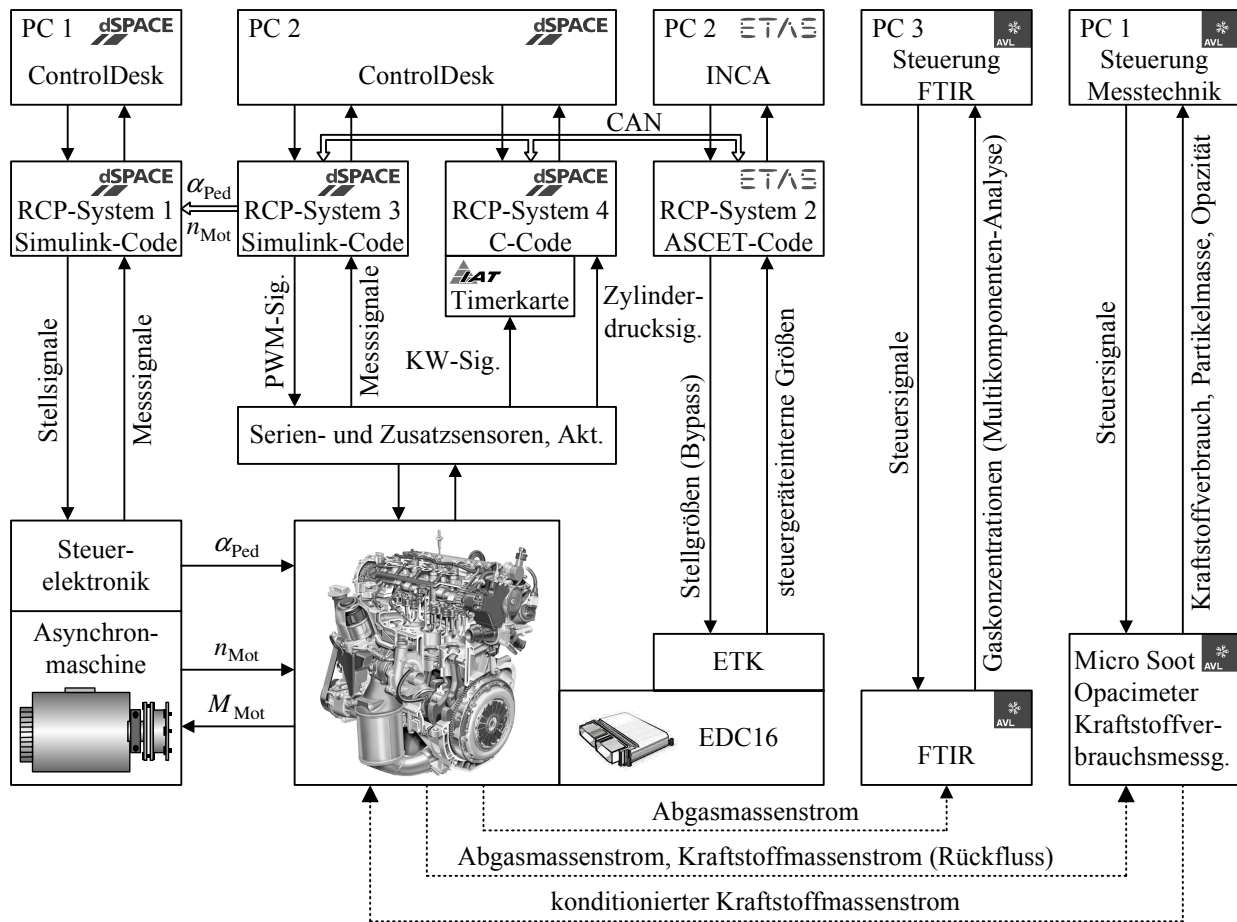


Bild F.2: Struktur der Prüfstandsautomatisierung

Die Struktur der Prüfstandsautomatisierung zeigt Bild F.2. Die eigentliche Prüfstandssteuerung ist auf einem RCP-System (RCP-System 1) der Firma dSPACE implementiert. Sie übernimmt folgende Aufgaben:

- Ansteuerung des Frequenzumrichters der Asynchronmaschine
- Regelung des Kühlsystems
- Ansteuerung der Abgasanlage
- Steuerung der Abgas- und Verbrauchsmesstechnik
- Sicherheitsüberwachung.

Die Bedienung und Visualisierung des Systems erfolgt über einen Leitrechner. Als Software kommt ControlDesk von dSPACE zum Einsatz.

Für die Messwertaufzeichnung und die Steuerung und Regelung der Versuchsmotoren stehen insgesamt drei RCP-Systeme zur Verfügung. Die Kommunikation zwischen den Systemen erfolgt

über CAN-Bus. Mittels des ES1000-Systems der Firma ETAS (RCP-System 2) können steuergeräteinterne Größen ausgelesen und aufgezeichnet werden. Zudem lassen sich Variablen und Parameter des Steuergeräteprogramms in Echtzeit verstellen. Auf diese Weise ist eine Funktionsentwicklung im Bypass realisierbar. Voraussetzung hierfür ist ein Entwicklungssteuergerät mit entsprechender Kommunikationsschnittstelle. Am IAT werden üblicherweise Steuergeräte mit Emulator-Tastkopf (ETK) verwendet. Neue Regelungs- und Steuerungsfunktionen werden grafisch anhand von Blockdiagrammen mit dem Entwicklungswerkzeug ASCET spezifiziert. Für die Steuerung des Bypassbetriebs und die Anzeige und Erfassung von Messdaten steht die Mess- und Kalibriersoftware INCA der Firma ETAS zur Verfügung.

Zur Aufzeichnung der Sensorsignale (Zusatz- und Prüfstandssensorik) kommt ein dSPACE-RCP-System (RCP-System 3) zur Anwendung. Die Signale werden je nach Anwendungsfall in einem 1 ms-, 10 ms- oder 100 ms-Raster erfasst. Zudem wird das RCP-System zur Steuerung und Regelung des Luft- und Abgaspfades genutzt. Hierbei werden die PWM-Steuersignale der Aktoren (AGR-Ventil, Drosselklappen-Steller, VTG-Steller) vom System erzeugt. Die Programmierung von Steuer- und Regelalgorithmen erfolgt mit der Entwicklungsumgebung MATLAB/ Simulink. Für die Experimentsteuerung wird wiederum dSPACE ControlDesk verwendet.

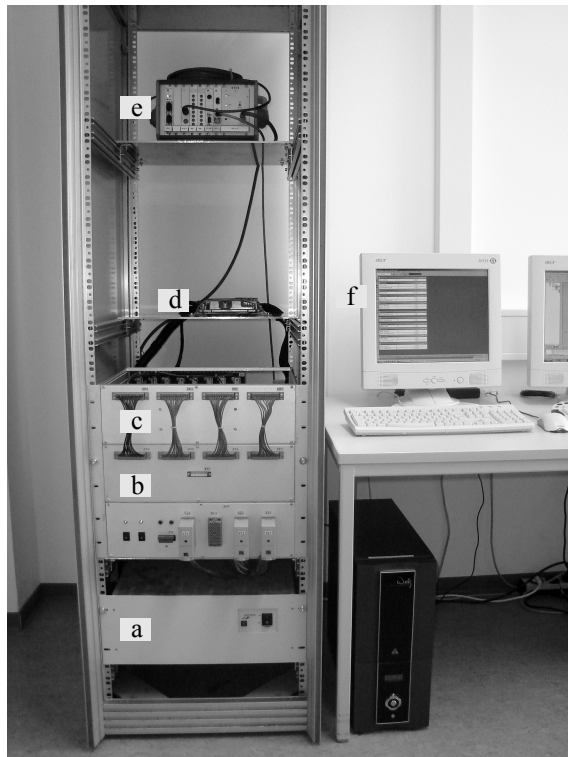
Ein weiteres dSPACE-RCP-System (RCP-System 4) bildet in Verbindung mit einer am IAT entwickelten Timerkarte zur hochaufgelösten Drehzahlmessung [51, 102] das Indiziersystem INDISPACE. Mit diesem können die Signale der Brennraumdrucksensoren, das OT-Signal sowie weitere analoge Messsignale kurbelwinkelsynchron mit einer Auflösung von 1 °KW aufgezeichnet werden. Die Datenerfassung wird über einen Inkrementalgeber am offenen Ende der Kurbelwelle getriggert. Das System bietet die Möglichkeit, die Messdaten in Echtzeit zu verarbeiten und nahezu beliebige Merkmale bzw. Kenngrößen aus den Zylinderdruckverläufen zu extrahieren. Die Programmierung erfolgt in der Programmiersprache C. Standardmäßig werden die druckspezifischen bzw. thermodynamischen Kenngrößen

- indizierter Mitteldruck der Hoch- und Niederdruckschleife $p_{mi,HD}$ bzw. $p_{mi,ND}$
- maximaler Zylinderdruck $p_{Z,max}$
- Kurbelwinkellage des maximalen Zylinderdrucks $\phi_{p_{Z,max}}$
- maximaler Zylinderdruckgradient $\left. \frac{dp_Z}{d\phi} \right|_{max}$
- maximaler Differenzdruckgradient $\left. \frac{d\Delta p_Z}{d\phi} \right|_{max}$
- 5 %- ,50 %- und 95 %-Umsatzlage ($\phi_{QB,5}$, $\phi_{QB,50}$ bzw. $\phi_{QB,95}$)

online bestimmt. Die Berechnung der thermodynamischen Merkmale beruht dabei auf einer vereinfachten Heizverlaufsrechnung nach [76]. Für die Weiterverarbeitung der Kennwerte in Steuer- oder Regelalgorithmen (z. B. zur Verbrennungsregelung) werden sie dem ES1000-System über CAN zur Verfügung gestellt.

G HiL-Simulator

Bild G.1 zeigt den HiL-Simulator des Instituts für Automatisierungstechnik. Das Testsystem ist in einem rollbaren 19-Zoll-Schrank verbaut.



- a dSPACE-Echtzeitrechnersystem
- b Sensor-/Aktuator-Interface
- c Aktuatorbox
(Echt- und Ersatzlasten)
- d Motorsteuergerät (Echtteil)
- e ETAS-Applikations-/RCP-System
- f Host-PC

Bild G.1: IAT-HiL-Simulator

H Software-Dokumentation INDIDAT (Indizierdatenanalyse)

Das Software-Paket INDIDAT dient der Auswertung und Analyse am Motorprüfstand aufgezeichneter Zylinderdruckverläufe. Es berechnet für jeden vermessenen Arbeitspunkt den differenziellen und den integralen Brenn- und Heizverlauf und stellt dem Anwender eine Vielzahl druckspezifischer und thermodynamischer Kenngrößen bereit. Die Druckverlaufsanalyse basiert auf einem einzonigen Ansatz und beschränkt sich auf die Hockdruckphase des Arbeitsprozesses. Der Berechnung liegen die in Abschnitt 6.5.1 aufgeführten Gleichungen zugrunde. INDIDAT wurde im Rahmen dieser Arbeit entwickelt. Das Programm ist in der Entwicklungsumgebung MATLAB realisiert und setzt sich aus einem Satz von M-Funktionen zusammen. Eingabedaten des Programms sind die kurbelwinkelsynchron aufgezeichneten Indizierdaten (1 °KW-Auflösung) sowie eine Parameterdatei mit Stoff- und Geometriedaten. Da das Software-Werkzeug lediglich für den Einsatz im wissenschaftlichen Umfeld vorgesehen ist, wurde auf eine grafische Benutzeroberfläche verzichtet. Das Hauptprogramm `indidat` wird von der Kommandozeile aus gestartet. Aus dem Hauptprogramm heraus werden verschiedene Unterprogramme aufgerufen, die nachfolgend aufgelistet sind:

- `Zylgeocalc_INDI`
Berechnung kurbelwinkelabhängiger Geometrie Größen der Zylindergruppe.
- `mafilter_INDI`
Gleitende gewichtete Mittelwertbildung (Moving-Average-Filter) mit variabler Fensterbreite.
- `OTbestimmung_INDI`
Bestimmung des thermodynamischen oberen Totpunktes aus Schleppdruckdaten mittels Least-Squares-Schätzung (Parabelgleichung).
- `offsetkorrektur_INDI`
Korrektur des Druckoffsets mittels der thermodynamischen Nulllinienbestimmung nach [75] in Kombination mit dem Verfahren der kleinsten Quadrate (Least-Squares-Schätzung).
- `heizverlauf_INDI`
Heizverlaufsberechnung mit variabler spezifischer Wärme des Arbeitsgases nach [76].
- `brennverlauf_INDI`
Brennverlaufsberechnung auf Basis eines einzonigen Ansatzes.
- `alphaGW_INDI`
Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{GW} im Brennraum nach Woschni [225].

- `schleppdruck_IND`

Rekonstruktion des Schleppdrucks aus dem Zylinderdruck im gefeuerten Betrieb.

- `kenngroessenpZ_IND`

Bestimmung von Verbrennungskenngrößen aus dem Druckverlauf (druckspezifische Kenngrößen) wie z. B. indizierter Mitteldruck der Hoch- und Niederdruckschleife $p_{mi,HD}$ bzw. $p_{mi,ND}$, maximaler Zylinderdruck $p_{Z,max}$.

- `kenngroessenQB_IND`

Bestimmung von Verbrennungskenngrößen aus dem Brennverlauf (thermodynamische Kenngrößen) wie z. B. Brennbeginn der Vor- und Hauptverbrennung $\phi_{BB,VV}$ bzw. $\phi_{BB,HV}$, Verbrennungsschwerpunktlage $\phi_{QB,50}$.

Für detaillierte Informationen insbesondere zu den Ein- und Ausgabeparametern der einzelnen Funktionen sei auf den Quellcode verwiesen.

I Software-Dokumentation des Simulationssystems

I.1 Entwicklungsumgebung

Die Modellentwicklung und -implementierung sowie die grundlegende Simulationssteuerung erfolgt mit Hilfe der Entwicklungsumgebung MATLAB/Simulink. Bild I.1 zeigt die oberste Hierarchieebene des im Rahmen dieser Arbeit erstellten HiL-Modells `HiL_Simulator_EDC16C8.mdl`. Auf der linken Seite ist das Aktuator-Interface, auf der rechten Seite das Sensor-Interface zu erkennen. Für den Zugriff auf die E-/A-Hardware des Echtzeitrechners werden vorgefertigte RTI-Blöcke (DS2210-Blockset) genutzt. In der Mitte des Strukturbildes sind die Modellblöcke des Luft- und Abgaspfades, der Zylindergruppe und des Kraftstoffpfades angeordnet. Wie bereits in Abschnitt 8.2.1 dargelegt, wird das HiL-Modell parallel auf den beiden Prozessoren des Echtzeitrechnersystems gerechnet. Die Grenze zwischen den Prozessoren ist durch Interprocessor-Communication-Blöcke (IPC-Blöcke) festgelegt. Der Master-Prozessor übernimmt die Berechnung des Luft- und Abgaspfadmodells, des Turboladermodells, des Kraftstoffpfadmodells und der E-/A-Funktionen. Auf dem Slave-Prozessor werden das Modell der Zylindergruppe und das Emissionsmodell ausgeführt. Das Turboladermodell ist im Block des Luft- und Abgaspfadmodells enthalten, das Emissionsmodell im Block der Zylindergruppe.

Die Initialisierung des Simulationsmodells erfolgt durch Eingabe des Befehls `SimInit` in der Kommandozeile von MATLAB. Alternativ kann die M-Funktion auch durch Doppelklick auf den Initialisierungsblock in Simulink gestartet werden. Mit Hilfe der Skript-Datei werden grundlegende Simulationseinstellungen vorgenommen und die Startwerte der Simulation (Anfangswerte der Integratoren) vorgegeben. Zudem werden aus der `SimInit`-Routine heraus weitere Skripte aufgerufen:

- `Lade_IO_Kennlinien_OpelJTD_HiL`
Einlesen HiL-spezifischer Kennlinien und Kennfelder (z.B. Sensor-/Aktuatorkennlinien).
- `Lade_Parameter_OpelJTD_HiL`
Einlesen der Kennwerte, Kennlinien und Kennfelder des Motormodells.
- `Init_Parameter_OpelJTD_HiL`
Initialisierung der Parameter des Motormodells.

Zur Ablage der Parameter wurde eine Verzeichnisstruktur gemäß Bild I.2 gewählt. Die HiL-spezifischen Parameter sind im Unterverzeichnis `HiL_Parameter` abgelegt. Die Parameter des Motormodells befinden sich gruppiert nach Teilsystemen im Unterverzeichnis `Modellparameter`.

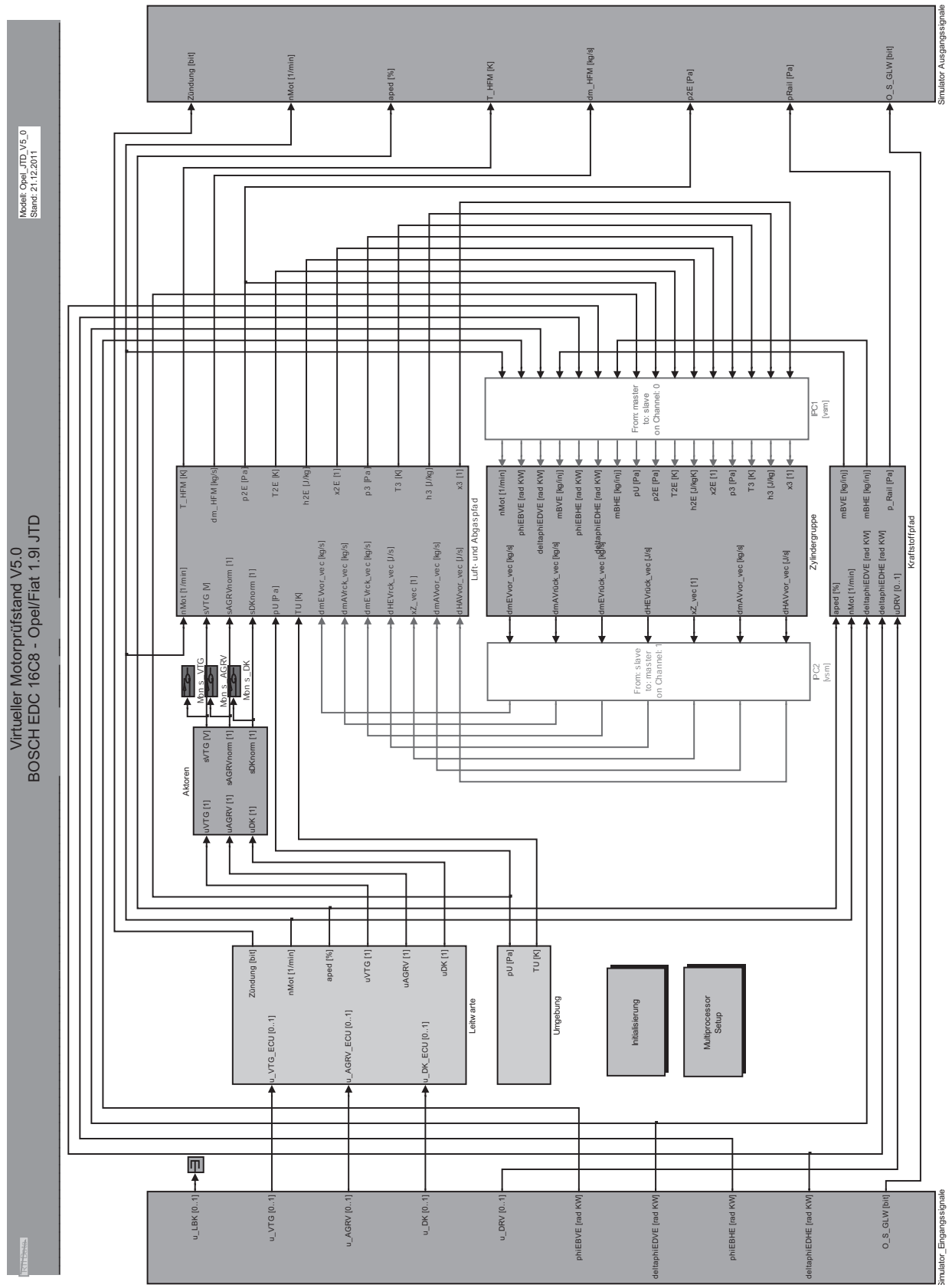


Bild I.1: HiL-Modell unter MATLAB/Simulink

Sämtliche Parameter sind im MAT-Dateiformat gespeichert. Anhand des Dateinamens ist ersichtlich, ob es sich um Konstanten (Dateikennung <name>_KO.mat), Kennlinien (<name>_KL.mat) oder Kennfelder (<name>_KF.mat) handelt.

Nach der Initialisierung und ggf. Modifikation des Modells wird durch Betätigen des *Build-All*-Buttons im Dialogfenster des Multiprocessor-Setup-Blocks der Buildprozess angestoßen. Dieser erzeugt aus dem Simulink-Modell ausführbaren Maschinencode. Über den *Download*-Button des Dialogfensters kann der Code auf das Echtzeitrechnersystem heruntergeladen werden.

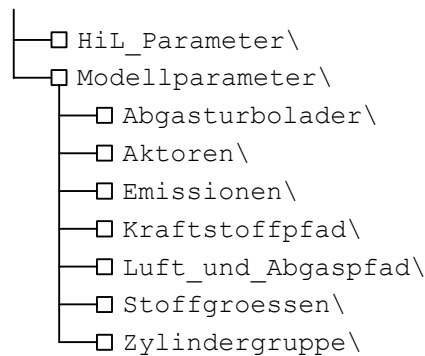


Bild I.2: Verzeichnisstruktur für die Ablage der Modellparameter

I.2 Experimentsteuerung

Für die Bedienung des HiL-Testsystems wurde mit Hilfe der Experimentiersoftware dSPACE ControlDesk eine grafische Benutzeroberfläche entwickelt. Diese setzt sich aus insgesamt 13 Layout-Fenstern mit verschiedenen Steuer- und Anzeigeelementen zusammen. Die Funktion der einzelnen Layout-Fenster ist nachfolgend kurz beschrieben:

- analog in
Anzeige analoger Simulatoreingangssignale (z. B. Ansteuerstrom des Druckregelventils).
- analog out
Anzeige analoger Simulatoreingangssignale (z. B. Fahrpedalposition, Ladedruck).
- resistor out
Anzeige resistiver Simulatoreingangssignale (z. B. Kühlwassertemperatur, Tankfüllstand).
- digital in
Anzeige binärer Simulatoreingangssignale (z. B. Ansteuersignal des Glüh-Relais, Signal der Motorkontrollleuchte).
- digital out
Anzeige binärer Simulatoreingangssignale (z. B. Bremsschalter-Signal).

- **pwm in**
Anzeige pulswidenmodulierter Simulatoreingangssignale (z. B. AGR-Ventil-Stellung, VTG-Stellung).
- **pwm out**
Anzeige pulswidenmodulierter Simulatoreingangssignale (z. B. HFM-Luftmassenstrom).
- **injection in**
Anzeige der ECU-Einspritzparameter (Einspritzbeginn und Einspritzdauer der Vor- und Haupteinspritzung).
- **apu out**
Kontrolle der Angular Processing Unit.
- **sensors**
Anzeige der Modellgrößen des Luft- und Abgaspfades.
- **zylinderdruck**
Anzeige des simulierten Zylinderdrucks und des simulierten Motormoments.
- **messwerte**
Anzeige des Verlaufs relevanter Modellgrößen über der Zeit (x - t -Plot).
- **control**
Hauptfenster zur Steuerung des HiL-Simulators (Start/Stop der Simulation, Ein-/Ausschalten der Zündung, Stellmöglichkeiten für Fahrpedalstellung und Motordrehzahl etc.).

Für weitergehende Informationen zur Experimentsteuerung und Testautomatisierung mit Control-Desk sei auf das Benutzerhandbuch [44] verwiesen.

Literaturverzeichnis

- [1] ADOLPH, Dirk ; REZAEI, Reza ; PISCHINGER, Stefan ; ADOMEIT, Philipp ; KÖRFER, Thomas ; KOLBECK, Andreas ; LAMPING, Matthias ; TATUR, Marek ; TOMAZIC, Dean: Gas exchange optimization and the impact on emission reduction for HSDI diesel engines. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 20.–23. April 2009.* – SAE Paper 2009-01-0653
- [2] AFFENZELLER, Josef ; GLÄSER, Heinz: *Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren.* Wien, New York : Springer, 1996 (List, Hans; Pischinger, Anton (Hrsg.): Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 8)
- [3] ALLMENDINGER, Klaus: *Modellbildung und modellbasierte Estimation thermodynamischer Prozeßgrößen am Beispiel eines Dieselmotors*, Univ. Siegen, Dissertation, 2002
- [4] AMMANN, Markus: *Modellbasierte Regelung des Ladedrucks und der Abgasrückführung beim aufgeladenen PKW-Common-Rail-Dieselmotor*, ETH Zürich, Dissertation, 2003
- [5] AMPHLETT, Steven ; FICKENSCHER, Thomas ; NIVEN, Patrick: Kurbelwinkelaufgelöste Echtzeit-Motorsimulation zur Optimierung von Steuerstrategien. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 7/8, S. 618–622
- [6] ANISTIS, Ferenc ; BORGMANN, Klaus ; KRATOCHWILL, Helmut ; STEINPARZER, Fritz: Der erste Achtzylinder-Dieselmotor mit Direkteinspritzung von BMW. In: *Motortechnische Zeitschrift* 60 (1999), Nr. 6, S. 362–371
- [7] AUNGIER, Ronald H.: *Centrifugal Compressors – A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis.* New York : ASME Press, 2000
- [8] AYMANN, R. ; SCHARF, J. ; UHLMANN, T. ; LÜCKMANN, D.: A revision of quasi steady modelling of turbocharger turbines in the simulation of pulse charged engines. In: *16. Auf ladetechnische Konferenz, Dresden, 29.–30. September 2011*
- [9] AYOUBI, Mihir: *Nonlinear System Identification Based on Neural Networks with Locally Distributed Dynamics and Application to Technical Processes.* Düsseldorf : VDI-Verl., 1996 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 8 Nr. 591)
- [10] BACKHAUS, Klaus ; ERICHSON, Bernd ; PLINKE, Wulff ; WEIBER, Rolf: *Multivariate Analysemethoden – Eine anwendungsorientierte Einführung.* 11. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2006
- [11] BAEHR, Hans D. ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung.* 5. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2006
- [12] BAINES, N. C.: Turbocharger turbine pulse flow performance and modelling – 25 years on. In: *IMEchE 9th Int. Conf. on Turbochargers and Turbocharging, London, 19.–20. Mai 2010*

- [13] BAINES, Nick: Radial turbines: An integrated design approach. In: *6th European Conf. on Turbomachinery – Fluid Dynamics and Thermodynamics*, Lille, 7.–11. März 2005
- [14] BAINES, Nick: Turbocharger system modelling developments. In: *2nd Conf. Advanced Charging and Downsizing Concepts*, Wiesbaden, 31. März–1. April 2009, 2009
- [15] BAINES, Nick ; FREDRIKSSON, Carl: The simulation of turbocharger performance for engine matching. In: PUCHER, Helmut (Hrsg.) ; KAHRSTEDT, Jörn (Hrsg.): *Motorprozesssimulation und Aufladung II*. Renningen : Expert-Verl., 2007, S. 101–111
- [16] BARBA, Christian: *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung*, ETH Zürich, Dissertation, 2001
- [17] BAREIS, Bernd ; BLANK, Thomas ; DEICHMANN, Gunnar ; FLAIG, Bernhard: *Abgasrückführsysteme – Emissionssenkung bei Kraftfahrzeugen mit Verbrennungsmotor*. Landsberg : Verl. Moderne Industrie, 2004 (Die Bibliothek der Technik, Bd. 270)
- [18] BARGENDE, Michael: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*, Techn. Hochsch. Darmstadt, Dissertation, 1991
- [19] BARTZ, Wilfried J. (Hrsg.) ; MÖLLER, Uwe J. (Hrsg.): *Expert-Praxislexikon Tribologie Plus*. 2. Aufl. Renningen : expert-Verl., 2000
- [20] BAUDER, Richard ; BRUCKER, Dieter ; HATZ, Wolfgang ; LÖRCH, Henning: Der neue 3,0-l-V6-TDI-Motor von Audi – Teil 2: Thermodynamik, Applikation und Abgasnachbehandlung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 65 (2004), Nr. 9, S. 684–694
- [21] BENRA, Juliane T. ; HALANG, Wolfgang A.: *Software-Entwicklung für Echtzeitsysteme*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2009
- [22] BENZ, Michael: *Model-Based Optimal Emission Control of Diesel Engines*, ETH Zürich, Dissertation, 2010
- [23] BERNDT, R. ; GRIGORIADIS, P. ; NICKEL, J. ; ABDELHAMID, S. ; HAGELSTEIN, D.: Erweiterte Darstellung und Extrapolation von Turbolader-Kennfeldern als Randbedingung der Motorprozesssimulation / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen. Frankfurt/M., 2003 (FVV Heft Nr. 774). – Abschlussbericht
- [24] BERNDT, René ; PUCHER, Helmut: Einfluss eines diabaten Turboladermodells auf die Gesamtprozesssimulation abgasturboaufgeladener PKW-Dieselmotoren. In: PUCHER, Helmut (Hrsg.) ; KAHRSTEDT, Jörn (Hrsg.): *Motorprozesssimulation und Aufladung*. Renningen : Expert-Verl., 2005, S. 367–386
- [25] BÖCKH, Peter von: *Wärmeübertragung – Grundlagen und Praxis*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2006

- [26] BOCKHORN, Henning (Hrsg.): *Soot Formation in Combustion – Mechanisms and Models*. Berlin, Heidelberg : Springer, 1994 (Springer Series in Chemical Physics)
- [27] BOHN, D. ; HEUER, T. ; MORITZ, N. ; WOLFF, M.: Modellierung des Wärmeflusses im und am System Turbolader / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen. Frankfurt/M., 2002 (FVV Heft Nr. 760). – Abschlussbericht
- [28] BOHN, Dieter ; HEUER, Tom ; KUSTERER, Karsten: Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbo charger. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 127 (2005), Nr. 3, S. 663–669
- [29] BORGER, Marc ; HAUSSNER, Michael ; HOUBEN, Hans ; MARTO, Arno ; PECHHOLD, Frank: Drucksensor-Glühkerze für Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 65 (2004), Nr. 11, S. 888–895
- [30] BROWN, Martin ; HARRIS, Chris: *Neurofuzzy Adaptive Modelling and Control*. New York, London, Toronto, Sydney, Tokyo, Singapore : Prentice Hall, 1994
- [31] BURROWS, John ; GORETTI, Sandro ; RAMOND, Alain ; TROY, Gérard: Glühkerzenintegrierter piezokeramischer Brennraumdrucksensor für Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005), Nr. 11, S. 908–910
- [32] BUSAM, Stefan ; GLAHN, Axel ; WITTIG, Sigmar: Internal bearing chamber wall heat transfer as a function of operating conditions and chamber geometry. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122 (2000), Nr. 2, S. 314–320
- [33] BUSEMANN, A.: Das Förderhöhenverhältnis radialer Kreispumpen mit logarithmisch-spiraligen Schaufeln. In: *Zeitschr. f. angewandte Mathematik und Mechanik* 8 (1928), Nr. 5, S. 372–384
- [34] CANOVA, M. ; FIORANI, P. ; GAMBAROTTA, A. ; TONETTI, M.: A real-time model of a small turbocharged multijet diesel engine: application and validation. In: *7th Int. Conf. on Engines and Vehicles (ICE2005), Capri, Napoli, 11.–16. September 2005*. – SAE Paper 2005-24-065
- [35] CHEMLA, Franz G. ; ORTHABER, Gerhard C.: Rate of heat release prediction for direct injection diesel engines based on purely mixing controlled combustion. In: *SAE Int. Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1.–4. März 1999*. – SAE Paper 1999-01-0186
- [36] CHEMLA, Franz ; DIMITROV, Dimitar ; PIRKER, Gerhard ; WIMMER, Andreas: Konsistente Methodik zur Vorausberechnung der Verbrennung in Kolbenkraftmaschinen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 67 (2006), Nr. 6, S. 468–475
- [37] CLEMENS, Dirk: *Zur parallelen Simulation und Regelung großer Systeme mit Transputern*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1994 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 8 Nr. 410)
- [38] COMBÉ, Timo: *Beitrag zur Drehmomentensimulation von Verbrennungsmotoren in Echtzeit*, Techn. Univ. Darmstadt, Dissertation, 2006

- [39] CONSTIEN, Martin: *Bestimmung von Einspritz- und Brennverlauf eines direkteinspritzenden Dieselmotors*, Techn. Univ. München, Dissertation, 1991
- [40] CORMERAIS, M. ; HETET, J. F. ; CHESSE, P. ; MAIBOOM, A.: Heat transfer analysis in a turbocharger compressor: modeling and experiments. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 3.–6. April 2006*. – SAE Paper 2006-01-0023
- [41] CORMERAIS, M. ; HETET, J. F. ; CHESSE, P. ; MAIBOOM, A.: Heat transfer characterisations in a variable geometry turbocharger: experiments and correlations. In: *ASME Int. Combustion Engine Division Spring Techn. Conf. (ICES2006), Aachen, 7.–10. Mai 2006*. – ASME Paper ICES2006-1324
- [42] DECKER, Karl-Heinz ; KABUS, Karlheinz: *Maschinenelemente – Funktion, Gestaltung und Berechnung*. 16. Aufl. München : Hanser, 2007
- [43] DIXON, Sydney L.: *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 5. Aufl. Amsterdam u.a. : Elsevier, 2005
- [44] dSPACE GMBH: *ControlDesk Experiment Guide, Release 5.3*. Paderborn, 2007
- [45] dSPACE GMBH: *DS2210 HIL I/O Board, Features, Release 5.3*. Paderborn, 2007
- [46] DU, K.-L. ; SWAMY, M.N.S.: *Neural Networks in a Softcomputing Framework*. London : Springer, 2006
- [47] DWORSCHAK, Johannes ; NEUHAUSER, Werner ; RECHBERGER, Erwin ; STASTNY, Johann: Der neue Sechszylinder-Dieselmotor von BMW. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 2, S. 108–115
- [48] ECK, Bruno: *Ventilatoren – Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*. 5. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1972
- [49] ECKERT, P. ; BAUMGARTEN, C. ; MERKER, G. P.: Möglichkeiten und Grenzen der Simulation dieselmotorischer Prozesse. In: *7. Int. Symp. für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 18.–19. Mai 2006*, S. 287–302
- [50] EICHELBERG, G.: Some new investigations on old combustion engine problems. In: *Engineering* 148 (1939), S. 463–466, 547–550, 603–605, 682–686
- [51] ENGBER, Arnold: Timerkarte V2.0 – Dokumentation der Software- und Hardwarefunktionen / Institut für Automatisierungstechnik, Techn. Univ. Darmstadt. 2004. – Techn. Dokumentation
- [52] FENIMORE, C. P.: Studies of fuel-nitrogen species in rich flame gases. In: *Symposium International on Combustion* 17 (1979), Nr. 1, S. 661–670
- [53] FLENKER, Helmut ; WOSCHNI, Gerhard: Vergleich berechneter und gemessener Betriebsergebnisse aufgeladener Viertakt-Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 40 (1979), Nr. 1, S. 37–40

- [54] FUSCO, A. ; KNOX-KELECY, A. L. ; FOSTER, D. E.: Application of a phenomenological soot model to diesel engine combustion. In: *3rd. Int. Symp. on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA), Yokohama, Japan, 11.–14. Juli 1994*, S. 571–576
- [55] GABRIEL, Holger ; JACOB, Stefan ; MÜNKEL, Uwe ; RODENHÄUSER, Helmut ; SCHMALZL, Hans-Peter: Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie für Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 68 (2007), Nr. 2, S. 96–103
- [56] GEBHARDT, Markus ; SCHNELLBACHER, Kilian: Steuergerätefunktionsentwicklung mit der Bypasstechnologie. In: *4. Fachtagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTOREG 2008, Baden-Baden, 12.–13. Februar 2008*, S. 607–623
- [57] GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2005
- [58] GREITZER, E. M.: Surge and rotating stall in axial flow compressors – Part 1: Theoretical compression system model. In: *Journal of Engineering for Power* 98 (1976), S. 190–198
- [59] GROHE, Heinz ; RUSS, Gerald: *Otto- und Dieselmotoren – Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Verbrennungsmotoren*. 14. Aufl. Würzburg : Vogel, 2007
- [60] GROSSE, Lothar: *Arbeitsmappe für Mineralölingenieure*. 2. Aufl. Düsseldorf : VDI-Verl., 1962
- [61] GSCHWEITL, K. ; MARTINI, E.: Transiente Versuchspläne zur Beurteilung des dynamischen Motorbetriebsverhaltens. In: *Tagung Motorenentwicklung auf dynamischen Prüfständen, Wiesbaden, 25.–26. November 2004*
- [62] GÜHMANN, Clemens: Modellbildung und Simulation für die Funktions- und Softwareentwicklung in der Automobilelektronik. In: *17. Symp. Simulationstechnik – ASIM 2003, Magdeburg, 16.–19. September 2003*, S. 323–328
- [63] GUZZELLA, Lino ; AMSTUTZ, Alois: Control of diesel engines. In: *IEEE Control Systems Magazine* 18 (1998), Nr. 5, S. 53–71
- [64] GUZZELLA, Lino ; ONDER, Christopher H.: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2004
- [65] HADLER, Jens ; RUDOLPH, Falko ; DORENKAMP, Richard ; STEHR, Hartmut ; HILZENDEGER, Jürgen ; KRANZUSCH, Sebastian: Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte – Teil 1. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 5, S. 386–395
- [66] HAFNER, Michael: *Modellbasierte stationäre und dynamische Optimierung von Verbrennungsmotoren am Motorprüfstand unter Verwendung neuronaler Netze*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2002 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 482)

- [67] HAGELSTEIN, D. ; BEYER, B. ; SEUME, J. ; RAUTENBERG, M. ; HASEMANN, H.: Heuristical view on the non-adiabatic coupling system of combustion engine and turbocharger. In: *IMEchE 7th Int. Conf. on Turbochargers and Turbocharging, London, 14.–15. Mai 2002*, S. 349–360. – Paper C602/015/2002
- [68] HAYKIN, Simon: *Neural Networks – A Comprehensive Foundation*. New York : Macmillan College Publishing, 1994
- [69] HEIDER, Günter: *Rechenmodell zur Voraussrechnung der NO-Emissionen von Dieselmotoren*, Techn. Univ. München, Dissertation, 1996
- [70] HERRTWICH, Ralf G. ; HOMMEL, Günter: *Kooperation und Konkurrenz – Nebenläufige, verteilte und echtzeitabhängige Programmsysteme*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1989
- [71] HEYWOOD, John B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, St. Louis, San Francisco, Auckland : McGraw-Hill, 1988
- [72] HIERETH, Hermann ; PRENNINGER, Peter: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*. Wien, New York : Springer, 2003 (List, Helmut (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb)
- [73] HIROYASU, Hiroyuki ; KADOTA, Toshikazu ; ARAI, Masataka: Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions (Part 1). In: *Bulletin of the JSME* 26 (1983), Nr. 214, S. 569–575
- [74] HIRSCH, Markus ; DEL RE, Luigi: Sequential identification of engine subsystems by optimal input design. In: *9th Int. Conf. on Engines and Vehicles (ICE2009), Capri, Napoli, 13.–18. September 2009*. – SAE Paper 2009-24-0132
- [75] HOHENBERG, G.: Der Verbrennungsverlauf – ein Weg zur Beurteilung des motorischen Prozesses. In: *4. Wiener Motorensymposium*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1982 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 6 Nr. 103), S. 71–88
- [76] HOHENBERG, G.: *Skriptum Verbrennungskraftmaschinen II*. Institut für Verbrennungskraftmaschinen, Techn. Univ. Darmstadt, 2002
- [77] HOHENBERG, Günter: Berechnung des gasseitigen Wärmeüberganges in Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 41 (1980), Nr. 7/8, S. 321–326
- [78] HUNT, Graham ; TRUSCOTT, Anthony ; NOBLE, Andrew: An in-cycle hardware in the loop (HiL) simulator for future engine control strategy development. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 8.–11. März 2004*. – SAE Paper 2004-01-0418
- [79] HÜSENER, Thomas: *Entwurf komplexer Echtzeitsysteme*. Mannheim, Leipzig, Wien, Zürich : BI-Wiss.-Verl, 1994
- [80] ISERMANN, Rolf: *Digitale Regelsysteme. Bd. 1: Grundlagen, Deterministische Regelungen*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1988

- [81] ISERMANN, Rolf: *Identifikation dynamischer Systeme 1 – Grundlegende Methoden*. Berlin, Heidelberg : Springer, 1992
- [82] ISERMANN, Rolf: Mechatronische Fahrzeugantriebe. In: ISERMANN, Rolf (Hrsg.): *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe – Elektronik, Modellbildung, Regelung und Diagnose für Verbrennungsmotoren, Getriebe und Elektroantriebe*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2010
- [83] ISERMANN, Rolf ; ERNST, Susanne ; NELLES, Oliver: Identification with dynamic neural networks – architectures, comparisons, applications. In: *IFAC Symp. on System Identification, Fukuoka, Japan, 8.–11. Juli 1997*, 1997, S. 997–1022. – Plenarvortrag
- [84] JANG, Jyh-Shing R.: ANFIS: adaptive-network-based fuzzy inference system. In: *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics* 23 (1993), Nr. 3, S. 665–685
- [85] JANSCHKE, Klaus: *Systementwurf mechatronischer Systeme – Methoden, Modelle, Konzepte*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2010
- [86] JAPIKSE, D.: Advanced diffusion levels in turbo compressors and component matching. In: *Turbocharging and Turbochargers*. London : Mechanical Engineering Publications, 1982 (IMEchE Conf. Publications), S. 143–156
- [87] JAPIKSE, David ; BAINES, Nicholas C.: *Introduction to Turbomachinery*. Reprint. Norwich Vt. : Concepts ETI Inc., 1997
- [88] JESCHKE, Jens: *Konzeption und Erprobung eines zylinderdruckbasierten Motormanagements für PKW-Dieselmotoren*, Univ. Magdeburg, Dissertation, 2002
- [89] JOBST, Josef ; CHEMLA, Franz ; WIMMER, Andreas: Simulation von Zündverzug, Brennrate und NO_x-Bildung für direktgezündete Gasmotoren. In: PUCHER, Helmut (Hrsg.) ; KAHRSTEDT, Jörn (Hrsg.): *Motorprozesssimulation und Aufladung*. Renningen : Expert-Verl., 2005, S. 139–155
- [90] JOOS, Franz: *Technische Verbrennung – Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2006
- [91] JUNG, Merten: *Mean-Value Modelling and Robust Control of the Airpath of a Turbocharged Diesel Engine*, Univ. of Cambridge, Dissertation, 2003
- [92] JUSTI, Eduard W.: *Spezifische Wärme – Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase*. Berlin : Springer, 1938
- [93] KAMPHUES, Edwin ; SENS, Marc ; BOLZ, Holger: Messmethoden am Heißgasprüfstand. In: PUCHER, Helmut (Hrsg.) ; KAHRSTEDT, Jörn (Hrsg.): *Motorprozesssimulation und Aufladung II*. Renningen : Expert-Verl., 2007, S. 62–82
- [94] KAO, Minghui ; MOSKWA, John J.: Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and state estimation. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control* 117 (1995), S. 20–30. – Transactions of the ASME

- [95] KARL, Christian ; FELDHAUS, Ulrich: CFD-Simulation für den Kühlkreislauf eines Lkw-Dieselmotors. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 2, S. 116–123
- [96] KEMMLER, R. ; MIKULIC, L. ; ENDERLE, C. ; SERAFIN, B.: Anforderungen zukünftiger Motorgenerationen an die Entwicklungsmethodik. In: *1. Int. Symp. für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 11.–12. Oktober 2005*, S. 269–285
- [97] KESSEL, Jens-Achim: *Modellbildung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie an schnelllaufenden Dieselmotoren*, Techn. Univ. Darmstadt, Dissertation, 2003
- [98] KIRCHEN, Patrick ; BOULOCHOS, Konstantinos: Modellierung der rohen Russemissionen eines Dieselmotors / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen. Frankfurt/M., 2008 (FVV Heft Nr. 541). – Abschlussbericht
- [99] KIRCHEN, Patrick ; BOULOCHOS, Konstantinos: Phänomenologisches Mittelwertmodell für Ruß in transientem Motorbetrieb. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 7/8, S. 624–631
- [100] KLEPPMANN, Wilhelm: *Taschenbuch Versuchsplanung – Produkte und Prozesse optimieren*. 5. Aufl. München, Wien : Hanser, 2008
- [101] KLUGE, Torsten ; SCHULZE, Tino ; WIEDEMEIER, Markus ; SCHUETTE, Herbert: Kurbelwinkelbasierte Dieselmotormodellierung für Hardware-in-the-Loop-Anwendungen mit Zylinderinnendrucksensoren. In: PUCHER, Helmut (Hrsg.) ; KAHRSTEDT, Jörn (Hrsg.): *Motorprozesssimulation und Aufladung II*. Renningen : Expert-Verl., 2007, S. 293–326
- [102] KOHLHASE, Martin: Timerkarte V3.0 – Dokumentation der Software- und Hardwarefunktionen / Institut für Automatisierungstechnik, Techn. Univ. Darmstadt. 2007. – Techn. Dokumentation
- [103] KOHLHASE, Martin: *Brennraumdruckbasiertes Motormanagement für Otto- und Dieselmotoren zur Verbrauchs- und Emissionsreduktion*, Techn. Univ. Darmstadt, Dissertation, 2011
- [104] KOHLHASE, Martin ; PFEIL, Karl von ; ISERMANN, Rolf: Brennraumdruckbasiertes Motormanagement für Pkw-Dieselmotoren. In: *6. Symp. Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 14.–15. Juni 2007*
- [105] KOPP, Carsten: *Variable Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*, Univ. Magdeburg, Dissertation, 2006
- [106] KÖTTER, H. ; SEQUENZ, H. ; ISERMANN, R.: Ermittlung der Güte experimentell gewonnener Verbrennungsmotor-Modelle. In: *2. Int. Symp. für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 13.–14. November 2007*, S. 95–112

- [107] KÖTTER, Hinrich ; SEQUENZ, Heiko: Stationäre Motorvermessung mit verschiedenen Methoden und Modellen. In: ISERMANN, Rolf (Hrsg.): *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe – Elektronik, Modellbildung, Regelung und Diagnose für Verbrennungsmotoren, Getriebe und Elektroantriebe*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2010
- [108] KOZUCH, Peter: *Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*, Univ. Stuttgart, Dissertation, 2004
- [109] KÜNTSCHER, Volkmar (Hrsg.) ; HOFFMANN, Werner (Hrsg.): *Kraftfahrzeug-Motoren – Auslegung und Konstruktion*. 4. Aufl. Würzburg : Vogel, 2006
- [110] KURATLE, Rolf: *Motorenmeßtechnik*. Würzburg : Vogel, 1995
- [111] KURZ, Dietrich: Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 56 (1954), Nr. 11, S. 293–299
- [112] KÜSELL, Matthias: *Dimensionierung eines Brennraumdrucksensors für Regelungsaufgaben in Serienmotoren*, Techn. Univ. Braunschweig, Dissertation, 1994
- [113] LAMPING, Matthias ; KÖRFER, Thomas ; KOLBECK, Andreas ; ADOLPH, Dirk: Variabler Ventiltrieb beim DI-Diesel – Eine neue Funktionalität zur gezielten Steuerung der Ladebewegung. In: *Congress Variable Ventilsteuerung, Essen, 3.–4. März 2009*. – Haus der Technik, Essen (Veranst.)
- [114] LANDSMANN, Gerhard: Elektronische Steuerung und Regelung von PKW-Dieselmotoren – Stand und zukünftige Anforderungen. In: *Tagung Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe, Darmstadt, 3.–4. März 2009*. – Haus der Technik, Essen (Veranst.)
- [115] LANG, Otto R. ; STEINHILPER, Waldemar: *Gleitlager*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1978 (Kollmann, Karl (Hrsg.): Konstruktionsbücher, Bd. 31)
- [116] LAVOIE, George A. ; HEYWOOD, John B. ; KECK, James C.: Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines. In: *Combustion Science and Technology* 1 (1970), Nr. 4, S. 313–326
- [117] LEBERT, Dr. K. ; PFISTER, Dr. F. ; SCHANTL, R. ; BEER, W. ; STEINER, C.: Produktiver Einsatz von Hardware-in-the-Loop Systemen im Applikationsprozess. In: *1. Int. Symp. für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 11.–12. Oktober 2005*, S. 131–141
- [118] LEITHGÖB, R. ; BOLLIG, M. ; BÜCHEL, M. ; HENZINGER, F.: Methodik zur effizienten Bedatung modellbasierter ECU-Strukturen. In: *1. Int. Symp. für Entwicklungsmethodik, Wiesbaden, 11.–12. Oktober 2005*, S. 195–208
- [119] LEONHARDT, Steffen: *Modellgestützte Fehlererkennung mit Neuronalen Netzen – Überwachung von Radaufhängungen und Diesel-Einspritzanlagen*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1996 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 295)

- [120] LÜCKING, Marcus ; BAAR, Roland ; SIEVERT, Mario: Die Turboladermodellierung für Prozessrechnungen bei erweiterter Leistungsbilanz. In: PUCHER, Helmut (Hrsg.) ; KAHRSTEDT, Jörn (Hrsg.): *Motorprozesssimulation und Aufladung*. Renningen : Expert-Verl., 2005, S. 345–366
- [121] LUJÁN, J. M. ; GALINDO, J. ; SERRANO, J. R.: Efficiency characterization of centripetal turbines under pulsating flow conditions. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 5.–8. März 2001*. – SAE Paper 2001-01-0272
- [122] MACEK, Jan ; VÍTEK, Oldřich: Simulation of pulsating flow unsteady operation of a turbocharger radial turbine. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 14.–17. April 2008*. – SAE Paper 2008-01-0295
- [123] MACIÁN, V. ; GALINDO, J. ; LUJÁN, J. M. ; GUARDIOLA, C.: Detection and correction of injection failures in diesel engines on the basis of turbocharger instantaneous speed frequency analysis. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 219 (2005), Nr. 5, S. 691–701
- [124] MAGNUSSEN, B. F. ; HJERTAGER, B. H.: On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. In: *Symposium International on Combustion* 16 (1977), Nr. 1, S. 719–729
- [125] MALOBABIC, Michael: *Das Betriebsverhalten leitschaufel- und bypassgeregelter Pkw-Abgasturbolader*, Univ. Hannover, Dissertation, 1989
- [126] MATHIAS, Gernot: *Das dynamische Verhalten der Kraftwerks-Dampfturbine bei Frequenz-Leistungs-Regelung*, Techn. Univ. München, Dissertation, 1973
- [127] MAYER, Michael ; KRÄMER, Günter: *Abgasturbolader – Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie*. 6. Aufl. Landsberg : Verl. Moderne Industrie, 2011 (Die Bibliothek der Technik, Bd. 103)
- [128] MENNY, Klaus: *Strömungsmaschinen – Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. 5. Aufl. Wiesbaden : Teubner, 2006
- [129] MERKER, Günter P. (Hrsg.) ; SCHWARZ, Christian (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren – Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung*. 4. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009
- [130] MERZ, Benedikt: *Echtzeitfähige Modellierung des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2008 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 679)
- [131] MOLLENHAUER, Klaus (Hrsg.) ; TSCHÖKE, Helmut (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2007
- [132] MÖLLER, Uwe J. ; NASSAR, Jamil: *Schmierstoffe im Betrieb*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2002

- [133] MONTGOMERY, Douglas C.: *Design and Analysis of Experiments*. 6. Aufl. New York : John Wiley & Sons, 2005
- [134] MORAAL, Paul ; KOLMANOVSKY, Ilya: Turbocharger modeling for automotive control applications. In: *SAE Int. Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 1.–4. März 1999*. – SAE Paper 1999-01-0908
- [135] MROSEK, Matthias ; SEQUENZ, Heiko ; ISERMANN, Rolf: Control oriented NO_x and soot models for diesel engines. In: *IFAC Symposium Advances in Automotive Control, München, 12.–14. Juli 2010*
- [136] MROSEK, Matthias ; ZAHN, Sebastian ; ISERMANN, Rolf: Parameter Estimation for Physical Based Air Path Models of Turbocharged Diesel Engines – An Experience Based Guidance. In: *SAE International Journal of Engines* 2 (2010), Nr. 2, S. 570–583
- [137] MÜLLER, Herbert ; BERTLING, Hannes: *Programmierte Auswertung von Druckverläufen in Ottomotoren*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1971 (Fortschr.-Ber. der VDI-Zeitschriften Reihe 6 Nr. 30)
- [138] MÜLLER, Norbert: *Adaptive Motorregelung beim Ottomotor unter Verwendung von Brennraumdruck-Sensoren*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2003 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 545)
- [139] NARENDRA, Kumpati S. ; PARTHASARATHY, Kannan: Identification and control of dynamical systems using neural networks. In: *IEEE Trans. on Neural Networks* 1 (1990), Nr. 1, S. 4–27
- [140] NELLES, Oliver: LOLIMOT – Lokale, lineare Modelle zur Identifikation nichtlinearer, dynamischer Systeme. In: *at – Automatisierungstechnik* 45 (1997), Nr. 4, S. 163–174
- [141] NELLES, Oliver: *Nonlinear System Identification*. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2001
- [142] NIEMANN, Gustav ; WINTER, Hans ; HÖHN, Bernd-Robert: *Maschinenelemente. Bd.1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*. 4. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2005
- [143] NITZKE, Hans-Georg ; REBOHL, Thorsten: *Simulation und Realisierung von Abgasrückführkonzepten für Dieselmotoren*. Aachen : Verl. Mainz, 2000
- [144] NOCKE, J.: Simulation des motorischen Innenprozesses. In: *ASIM Workshop: Modellierung und Simulation in Automotive und Prozessautomation, Wismar, 8.–9. Mai 2003*
- [145] NUSSELT, Wilhelm: *Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*. Berlin : Verl. d. Vereines deutscher Ingenieure, 1923 (Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens Heft 264)

- [146] PATTERSON, M. A. ; KONG, S.-C. ; HAMPSON, G. J. ; REITZ, R. D.: Modeling the effects of fuel injection characteristics on diesel engine soot and NO_x emissions. In: *SAE Int. Congress and Exposition, Detroit, Michigan, 28. Februar.–3. März 1994.* – SAE Paper 940523
- [147] PETTITI, M. ; PILO, L. ; MILLO, F.: Development of a new mean value model for the analysis of turbolag phenomena in automotive diesel engines. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 16.–19. April 2007.* – SAE Paper 2007-01-1301
- [148] PFEIL, Karl von: *Ladedruck- und Luftmassenregelung von aufgeladenen Dieselmotoren mit lokal linearen Modellen und Optimierung des dynamischen Emissionsverhaltens im Rauchbetrieb*, Techn. Univ. Darmstadt, Dissertation, 2011
- [149] PFLAUM, Walter: Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung. In: *Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft* Bd. 54. Berlin, Göttingen, Heidelberg : Springer, 1960, S. 39–64
- [150] PFLAUM, Walter ; MOLLENHAUER, Klaus: *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*. Wien, New York : Springer, 1977 (List, Hans; Pischinger, Anton (Hrsg.): Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 3)
- [151] PFLEIDERER, Carl ; PETERMANN, Hartwig: *Strömungsmaschinen*. 7. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2005
- [152] PHILIPP, Oliver ; HÖPLER, Robert ; CHUCHOŁOWSKI, Cornelius: Zero-dimensional combustion simulation in real-time. In: *ATZ AutoTechnology* (2007), Nr. 2, S. 32–35
- [153] PHILIPP, Oliver ; THALHAUSER, Josef: Ein Dieselmotormodell mit Abgasturboaufladung, AGR und Zylinderdruckberechnung für HiL und SiL. In: *5. Symp. Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin, 9.–10. Juni 2005*
- [154] PIEWEK, Jan: Zeitlich hochauflösende echtzeitfähige Brennraumsimulation. In: *4. Fachtagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTOREG 2008, Baden-Baden, 12.–13. Februar 2008*, S. 699–710
- [155] PIRKER, Gerhard ; CHEMLA, Franz ; WIMMER, Andreas: Null-dimensionale Modellierung des Brennratenverlaufs von DI-Dieselmotoren auf Basis eines Einspritzstrahlmodells. In: PUCHER, Helmut (Hrsg.) ; KAHRSTEDT, Jörn (Hrsg.): *Motorprozesssimulation und Aufladung II*. Renningen : Expert-Verl., 2007, S. 1–18
- [156] PISCHINGER, F. ; SCHULTE, H. ; HANSEN, J.: Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren. In: *Tagung Die Zukunft des Dieselmotors, Wolfsburg, 22.–24. November 1988*, S. 61–93
- [157] PISCHINGER, Franz: Motorische Verbrennung – Sonderforschungsbereich 224 / Deutsche Forschungsgemeinschaft. 2001. – Abschlussbericht

- [158] PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 2. Aufl. Wien, New York : Springer, 2002 (List, Helmut (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb)
- [159] PÜSCHL, Thorsten ; SCHULZE, Tino ; SCHÜTTE, Herbert: Parameter estimation for in-cylinder pressure-based real-time engine models. In: *9. Int. Stuttgarter Symp. Automobil- und Motorentechnik, Stuttgart, 24.–25. März 2009*
- [160] RAKOPOULOS, C. D. ; GIAKOUMIS, E. G.: Review of thermodynamic diesel engine simulations under transient operating conditions. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 3.–6. April 2006*. – SAE Paper 2006-01-0884
- [161] RAUTENBERG, M. ; MOBARAK, A. ; MALOBABIC, M.: Influence of heat transfer between turbine and compressor on the performance of small turbochargers. In: *GTSJ Int. Gas Turbine Congress, Tokyo, Japan, 23.–29. Oktober 1983*, S. 567–574
- [162] RIST, Dieter: *Dynamik realer Gase: Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermogasdynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik*. Berlin, Heidelberg : Springer, 1996
- [163] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 25. Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 2003
- [164] ROBERT BOSCH GMBH (Hrsg.): *Dieselmotor-Management*. 4. Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 2004
- [165] RODGERS, C.: Static pressure recovery characteristics of some radial vaneless diffusers. In: *Canadian Aeronautics and Space Journal* 30 (1984), Nr. 1, S. 42–54
- [166] SCHÄFER, Fred ; VAN BASSHUYSEN, Richard: *Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-Verbrennungsmotoren*. Wien, New York : Springer, 1993 (List, Hans; Pischinger, Anton (Hrsg.): Die Verbrennungskraftmaschine, Bd. 7)
- [167] SCHAFFNIT, Jochen: *Simulation und Control Prototyping zur Entwicklung von Steuergerätefunktionen für aufgeladene Nutzfahrzeug-Dieselmotoren*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2002 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 497)
- [168] SCHARF, J. ; SCHORN, N. ; SMILJANOVSKI, V. ; UHLMANN, T. ; AYMANN, R.: Methods for extended turbocharger mapping and turbocharger assessment. In: *15. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 23.–24. September 2010*
- [169] SCHARF, Johannes: *Extended Turbocharger Mapping and Engine Simulation*, RWTH Aachen, Dissertation, 2010
- [170] SCHARF, Johannes ; GÖCMEZ, Taner ; WITTLER, Michael ; PISCHINGER, Stefan ; AYMANN, Richard ; STEFFENS, Christoph: Integration von Aufladesystem- und Motorentwicklung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 12, S. 908–915

- [171] SCHÄUFFELE, Jörg ; ZURAWKA, Thomas: *Automotive Software Engineering*. 3. Aufl. Wiesbaden : Vieweg, 2006
- [172] SCHERER, Matthias: *Methoden zur Reduzierung dynamischer Gemischfehler*, Univ. Siegen, Dissertation, 1998
- [173] SCHERNEWSKI, Ralf: *Modellbasierte Regelung ausgewählter Antriebskomponenten im Kraftfahrzeug*, Univ. Karlsruhe, Dissertation, 1999
- [174] SCHILLING, Alexander: *Model-Based Detection and Isolation of Faults in the Air and Fuel Paths of Common-rail DI Diesel Engines Equipped with a Lambda and a Nitrogen Oxides Sensor*, ETH Zürich, Dissertation, 2008
- [175] SCHMID, Petra D.: *Untersuchung der gravimetrischen Partikelmessstechnik im Hinblick auf zukünftige Abgasgrenzwerte*, Techn. Univ. Darmstadt, Dissertation, 2001
- [176] SCHMIDT, Christoph: *Digitale kurbelwinkelsynchrone Modellbildung und Drehschwingungsdämpfung eines Dieselmotors mit Last*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1995 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 253)
- [177] SCHNORBUS, Thorsten ; LAMPING, Matthias ; KÖRFER, Thomas ; PISCHINGER, Stefan: Weltweit unterschiedliche Kraftstoffqualitäten – Neue Anforderungen an die Verbrennungsregelung beim modernen Dieselmotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 4, S. 302–312
- [178] SCHUBIGER, Raffael A. ; BOULOUCHOS, Konstantinos ; EBERLE, Meinrad K.: Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 63 (2002), Nr. 5, S. 342–353
- [179] SCHÜLER, Matthias: *Stationäre Optimierung der Motorsteuerung von Pkw-Dieselmotoren mit Abgasturbolader durch Einsatz schneller neuronaler Netze*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2001 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 461)
- [180] SCHWARTE, A. ; HACK, L. ; ISERMANN, R. ; NITZKE, H.-G. ; JESCHKE, J. ; PIEWEK, J.: Automatisierte Applikation von Motorsteuergeräten mit kontinuierlicher Motorvermessung. In: 2. *Fachtagung Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTO-REG 2004*, Wiesloch, 2.–3. März 2004, S. 651–663
- [181] SCHWARTE, Anselm: *Modellbasierte Fehlererkennung und Diagnose des Ansaug- und Abgassystems von Dieselmotoren*. Düsseldorf : VDI-Verl., 2007 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 634)
- [182] SCHWARZ, Hans R. ; KÖCKLER, Norbert: *Numerische Mathematik*. 7. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009
- [183] SCHWARZMEIER, Martin: *Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufs auf den Reibmitteldruck von Dieselmotoren*, Techn. Univ. München, Dissertation, 1992

- [184] SCHWENGER, A. ; HINRICHSSEN, U. ; HENN, M. ; HEIMERMANN, C.: Einsatz eines vollvariablen elektromotorischen Ventiltriebs am Verbrennungsmotor. In: *13. Int. Kongress Elektronik im Kraftfahrzeug, Baden-Baden, 10.–11. Oktober 2007*, S. 43–52
- [185] SEQUENZ, Heiko ; MROSEK, Matthias ; ISERMANN, Rolf: Stationary global-local emission models of a CR-diesel engine with adaptive regressor selection for measurements of airpath and combustion. In: *IFAC Symposium Advances in Automotive Control, München, 12.–14. Juli 2010*
- [186] SHAABAN, Sameh: *Experimental Investigation and Extended Simulation of Turbocharger Non-Adiabatic Performance*, Univ. Hannover, Dissertation, 2004
- [187] SIEKMANN, Helmut E. ; THAMSEN, Paul U.: *Strömungslehre für den Maschinenbau: Technik und Beispiele*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2009
- [188] SIGLOCH, Herbert: *Strömungsmaschinen – Grundlagen und Anwendungen*. 3. Aufl. München, Wien : Springer, 2006
- [189] SIGLOCH, Herbert: *Technische Fluidmechanik*. 6. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2008
- [190] SINSEL, Stefan: *Echtzeitsimulation von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren mit Turbolader zur Entwicklung von Motormanagementsystemen*. Berlin : Logos-Verl., 2000
- [191] SMILJANOVSKI, V. ; KINDL, H. ; SCHORN, N. ; SCHULZ, A. ; UHLMANN, T.: Turbolader-Axialkraftmessungen. In: *16. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 29.–30. September 2011*
- [192] SPURK, Joseph H. ; AKSEL, Nuri: *Strömungslehre – Einführung in die Theorie der Strömungen*. 7. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2007
- [193] STANITZ, J. D.: Some theoretical aerodynamic investigations of impellers in radial- and mixed-flow centrifugal compressors. In: *Transactions of the ASME* 74 (1952), S. 473–497
- [194] STEINHILPER, Waldemar: *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2 – Grundlagen von Maschinenelementen für Antriebsaufgaben*. 5. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2006
- [195] STEPHAN, Peter ; SCHABER, Karlheinz ; STEPHAN, Karl ; MAYINGER, Franz: *Thermodynamik – Grundlagen und technische Anwendungen. Bd. 1: Einstoffsysteme*. 16. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2006
- [196] STIESCH, Gunnar: *Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor*. Düsseldorf : VDI-Verl., 1999 (Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 399)
- [197] STIESCH, Gunnar: *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. Berlin, Heidelberg : Springer, 2003 (Mewes, Dieter and Mayinger, Franz (Hrsg.): Heat and Mass Transfer)

- [198] STODOLA, A.: *Dampf- und Gasturbinen*. 5. Aufl. Berlin : Springer, 1922
- [199] STOER, Josef ; BULIRSCH, Roland: *Numerische Mathematik 2*. 5. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 2005
- [200] TAKAGI, Tomohiro ; SUGENO, Michio: Fuzzy identification of systems and its applications to modeling and control. In: *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics* SMC-15 (1985), Nr. 1, S. 116–132
- [201] TAYLOR, G. I.: Statistical theory of turbulence. In: *Proceedings of the Royal Society of London – Series A: Mathematical and Physical Sciences* Bd. 151, 1935, S. 421–478
- [202] TORKZADEH, Dara D.: *Echtzeitsimulation der Verbrennung und modellbasierte Reglersynthese am Common-Rail-Dieselmotor*, Univ. Karlsruhe, Dissertation, 2003
- [203] TURTON, R.K.: *Principles of Turbomachinery*. 2. Aufl. London, Glasgow, Weinheim, New York, Tokyo, Melbourne, Madras : Chapman & Hall, 1995
- [204] URLAUB, Alfred: *Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg : Springer, 1995
- [205] VAN BASSHUYSEN, Richard (Hrsg.) ; SCHÄFER, Fred (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 5. Aufl. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2010
- [206] VANDERPLAATS, Garret N.: *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design*. 3. Aufl. New York : McGraw-Hill, 1999
- [207] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*. 7. Aufl. Düsseldorf : VDI-Verl., 1994
- [208] VIGILD, Christian W.: *The Internal Combustion Engine – Modelling, Estimation and Control Issues*, Techn. Univ. of Denmark, Lyngby, Dissertation, 2001
- [209] VLASKOS, I. ; SEILER, M. ; SCHULZ, J.: ABB TPL65 turbocharger with variable turbine geometry for medium-speed diesel engines. In: *IMEchE 7th Int. Conf. on Turbochargers and Turbocharging, London, 14.–15. Mai 2002*, S. 75–87. – Paper C602/001/2002
- [210] VOGEL, Hans: Das Temperaturabhängigkeitsgesetz der Viskosität von Flüssigkeiten. In: *Physik. Zeitschr.* 22 (1921), Nr. 23, S. 645–646
- [211] VOGELPOHL, Georg: *Betriebssichere Gleitlager. Bd. 1: Grundlagen und Rechnungsgang*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 1967
- [212] VORREITER, A. ; ZIESENIS, B.: Untersuchung und empirische Modellbildung des Reibmomentes von Turboladerlagerungen / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen. Frankfurt/M., 2007 (FVV Heft Nr. 537). – Abschlussbericht

- [213] WAIBEL, Alexander ; HANAZAWA, Toshiyuki ; HINTON, Geoffrey ; SHIKANO, Kiyohiro ; LANG, Kevin J.: Phoneme recognition using time-delay neural networks. In: *IEEE Trans. on Acoustics, Speech, and Signal Processing* 37 (1989), Nr. 3, S. 328–339
- [214] WALLENTOWITZ, Henning (Hrsg.) ; REIF, Konrad (Hrsg.): *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik - Grundlagen, Komponenten, Systeme, Anwendungen*. Wiesbaden : Vieweg, 2006
- [215] WARD, M.C. ; BRACE, C.J. ; VAUGHAN, N.D. ; CEEN, R. ; HALE, T. ; KENNEDY, G.: Investigation of 'sweep' mapping approach on engine testbed. In: *SAE World Congress, Detroit, Michigan, 4.–7. März 2002*. – SAE Paper 2002-01-0615
- [216] WARNATZ, Jürgen ; MAAS, Ulrich ; DIBBLE, Robert W.: *Verbrennung – Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer, 2001
- [217] WATSON, Neil ; JANOTA, Marian S.: *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London, Basingstoke : The Macmillan Press, 1982
- [218] WEBER, Olaf ; JÖRGL, Volker ; BULLMER, Wolfgang ; WYATT, Steve: Variable Ventilsteuerung als Ergänzung zur Hybrid-Abgasrückführung beim Dieselmotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 4, S. 308–315
- [219] WESTIN, Fredrik: *Simulation of Turbocharged SI-Engines – with Focus on the Turbine*, KTH Stockholm, Dissertation, 2005
- [220] WHITFIELD, A. ; BAINES, N. C.: *Design of Radial Turbomachines*. Harlow, Essex : Longman, 1990
- [221] WIESNER, F. J.: A review of slip factors for centrifugal impellers. In: *Journal of Engineering for Power* 89 (1967), S. 558–572. – Transactions of the ASME
- [222] WIMMER, Andreas ; PIVEC, Robert: Messtechnische und numerische Untersuchungen zum gasseitigen Wärmeübergang. In: *7. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz, 18.–19. Oktober 1999*, S. 31–52
- [223] WINSEL, Thomas ; THEUERKAUF, H. J. ; AYEB, Mohammed ; PISCHINGER, Stefan ; SCHERNUS, Christof ; LÜTKEMEYER, Georg: Echtzeitfähiges neuronales Motormodell zur Unterstützung der Kaltstart-Applikation. In: *Tagung Simulation und Test in der Funktions- und Softwareentwicklung für die Automobilelektronik, Berlin, 30. September –1. Oktober 2003*
- [224] WOERMANN, Rolf: *Ein Beitrag zur Echtzeitsimulation technischer Systeme hoher Dynamik mit diskreten Modelle*, Univ.-GH Kassel, Dissertation, 1994
- [225] WOSCHNI, Gerhard: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 31 (1970), Nr. 12, S. 491–499
- [226] ZADEH, L. A.: Fuzzy Sets. In: *Information and Control* 8 (1965), Nr. 3, S. 338–353

-
- [227] ZADEH, Lotfi A.: Outline of a new approach to the analysis of complex systems and decision processes. In: *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics* SMC-3 (1973), Nr. 1, S. 28–44
- [228] ZELDOVICH, J.: The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. In: *Acta Physicochimica U.R.S.S.* 21 (1946), Nr. 4, S. 577–628
- [229] ZIMMERSCHIED, Ralf ; ISERMANN, Rolf: Nonlinear time constant estimation and dynamic compensation of temperature sensors. In: *Control Engineering Practice* 18 (2010), Nr. 3, S. 300–310

Lebenslauf

Der Lebenslauf ist in der Online-Version
aus Gründen des Datenschutzes nicht enthalten.